

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rodinná šlapací čtyřkolka pro volnočasové aktivity

Family Pedal Quadricycle for Free Time Activities

Student:

Marek Wilček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Wilček**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rodinná šlapací čtyřkolka pro volnočasové aktivity**
Family Pedal Quadricycle for Free Time Activities
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte konstrukční návrh čtyřkolového vozidla, poháněného šlapadly dvěma osobami při možnosti přepravy celkově čtyř osob. Specifikace:

- maximální zatížení konstrukce čtyřmi osobami (2 dospělí, 2 děti), max. celkem 300 kg
- pohon max. dvěma osobami šlapadly v poloze sedě
- použití prvků z konstrukce jízdních kol.

Zpracujte průvodní technickou výpočtovou zprávu k návrhu a výkresovou dokumentaci (výkres sestavy a min. jeden vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

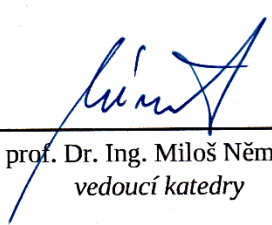
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

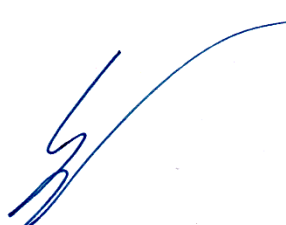
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. za poskytnuté konzultace a za užitečné rady a připomínky.

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16. 5. 2016

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16. 5. 2016

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Wilček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Svornosti 47, Ostrava - Zábřeh

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

WILČEK Marek, *Rodinná šlapací čtyřkolka pro volnočasové aktivity : bakalářská práce.*
Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 40 s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem rámu a pohonného ústrojí rodinné šlapací čtyřkolky. V úvodu jsou srovnány aktuální typy čtyřkolek. Následně je vypočten výkon netrénovaného člověka a určena optimální pozice posedu. Na základě srovnání typů čtyřkolek je navrženo řešení pohonného ústrojí. Pro navržený typ řešení jsou vybrány komponenty a je proveden návrh hřídele a kontrola na krut. Je obsažen konstrukční návrh a pevnostní kontrola rámu. Dále jsou provedeny výpočty působících sil a výpočty trvanlivosti navržených ložisek. Práce obsahuje výpočty převodových poměrů na základě zvolených komponentů hnacího ústrojí. Dále práce obsahuje kinematické výpočty pro zjištění maximální stoupavosti a maximální rychlosti.

Klíčová slova: čtyřkolka, šlapací čtyřkolka, rodinná čtyřkolka, pohonné ústrojí, rám

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

WILČEK Marek, *Family Pedal Quadricycle for Free Time Activities : Bachelor Thesis.*
Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 40 p. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

This bachelor thesis deals with the structural design of the frame and drivetrain of family pedal quadricycle. Begin of thesis includes comparison of quadricycles types. Thereafter is defined power of untrained man and designed optimum position of sitting. Based a comparison of quadricycles types is designed drivetrain. For designed drivetrain are selected components and is done construction design of shaft and check for torsion. Is contained construction design of frame and its strenght check. Thereafter are done calculations of the acting forces and is calculated a durability of designed bearings. Thesis contains calculations of gear ratios on the base of selected components of the drivertrain. The thesis also includes kinematic calculations for finding the maximum gradeability and maximum speed on plane.

Key words: quadricycle, pedal quadricycle, family quadricycle, drivetrain, frame

Obsah

1	Úvod.....	- 9 -
2	Šlapací čtyřkolky a výkon člověka.....	- 10 -
3	Výpočet výkonu a krouticích momentů	- 12 -
3.1	Výpočet výkonů	- 12 -
3.2	Výpočet krouticích momentů	- 12 -
4	Geometrie posedu a určení rozvoru a rozchodu kol	- 14 -
5	Návrh pohonného ústrojí.....	- 15 -
6	Volba komponentů pohonného ústrojí.....	- 16 -
7	Návrh rámu	- 17 -
7.1	Volba materiálu rámu.....	- 17 -
7.2	Konstrukční návrh rámu.....	- 17 -
7.3	Pevnostní kontrola rámu.....	- 19 -
8	Návrh vloženého převodníkového hřídele.....	- 20 -
8.1	Kontrola hřídele na krut	- 20 -
9	Volba ložisek a výpočet jejich trvanlivosti	- 23 -
9.1	Radiální reakce v ložiscích A a B na levé hřídeli.....	- 23 -
9.2	Radiální reakce v ložiscích C a D na pravé hřídeli	- 26 -
9.3	Axiální reakce v ložiscích.....	- 28 -
9.4	Výpočet trvanlivosti ložisek.....	- 29 -
10	Kinematické výpočty.....	- 32 -
10.1	Dynamický poloměr kola.....	- 33 -
10.1	Kolové síly	- 33 -
10.2	Odpor valení, odpor stoupání a odpor vzduchu	- 35 -
10.3	Jízda do maximálního stoupání	- 36 -
10.4	Maximální rychlost na rovině	- 37 -
11	Závěr	- 38 -
12	Seznam použité literatury.....	- 39 -
13	Seznam příloh	- 40 -

Seznam použitých značek

Značka	jednotka	význam
a		přepočtový součinitel dle SKF
a ₁		součinitel spolehlivosti ložiska dle SKF
a _{skf}		součinitel poměru zatížení, mazání a znečištění ložiska dle SKF
D	[mm]	vnější průměr vloženého hřídele
D ₁	[mm]	roztečný průměr malého převodníku klik
D ₂	[mm]	roztečný průměr velkého převodníku vloženého hřídele
D ₃	[mm]	roztečný průměr malého převodníku vloženého hřídele
d	[mm]	vnitřní průměr vloženého hřídele
E	[Gpa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla
F ₁	[N]	síla v řetězu na velkém převodníku vloženého hřídele
F ₂	[N]	síla v řetězu na malém převodníku vloženého hřídele
F _{1,2x}	[N]	složky sil v ose x
F _{1,2y}	[N]	složky sil v ose y
F _{1,2z}	[N]	složky sil v ose z
F _k	[N]	kolová síla
f		součinitel valivého odporu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
HB		tvrdost podle Brinella
i		převodový poměr
K _A		dynamický součinitel
k		součinitel bezpečnosti
k _v		výsledná bezpečnost
L ₁₀	[mil. ot.]	trvanlivost ložisek v milionech otáček
L _{10h}	[hod.]	trvanlivost ložisek v provozních hodinách
L _{10km}	[km]	trvanlivost ložisek v kilometrech
L _{10SKF}	[mil. ot.]	trvanlivost ložisek dle SKF
M _k	[Nm]	krouticí moment
M _{k1}	[Nm]	krouticí moment na ose klik
M _{k2}	[Nm]	krouticí moment na vloženém hřídeli
M _{k3}	[Nm]	krouticí moment na zadním kole
M _{kM}	[Nm]	krouticí moment muže

$M_{k\dot{z}}$	[Nm]	krouticí moment ženy
m	[kg]	hmotnost
m		poměr
n	[ot/min]	otáčky, kadence
n		poměr
n_s	[ot/min]	kadence silového šlapání
n_f	[ot/min]	kadence frekvenčního šlapání
O_f	[N]	valivý odpor
O_s	[N]	odpor stoupání
O_v	[N]	odpor vzduchu
P	[W]	celkový výkon
P_M	[W]	výkon muže
$P_{\dot{z}}$	[W]	výkon ženy
p_1	[W/kg]	měrný výkon muže
p_2	[W/kg]	měrný výkon ženy
$R_A \text{ až } D_y$	[N]	reakce v ložiscích v ose y
$R_A \text{ až } D_z$	[N]	reakce v ložiscích v ose z
R_{dyn}	[m]	dynamický poloměr kola
$R_{e/m}$	[MPa]	mez kluzu / pevnosti v tahu
R_v	[N]	výsledná reakce
$R_{vA} \text{ až } D$	[N]	výsledná radiální reakce v ložiscích
R_{vx}	[N]	výsledná axiální reakce v ložiscích
R_{va} / v_r	[N]	výsledná axiální / radiální reakce se započtením součinitele K_A
R_x	[N]	reakce v ložiscích v ose x
S	[%]	sklon vozovky, stoupavost
t	[mm]	rozteč řetězu
v	[km/h]	rychlost
z_1	[zuby]	počet zubů převodníku klik
z_2	[zuby]	počet zubů velkého převodníku vloženého hřídele
z_3	[zuby]	počet zubů malého převodníku vloženého hřídele
z_4	[zuby]	počet zubů kazety
α, β	[°]	úhly
η		účinnost
σ_D	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\tau_{k/Dk}$	[MPa]	napětí v krutu / dovolené napětí v krutu

1 Úvod

Šlapací čtyřkolka je nemotorové čtyřkolové vozidlo, které je poháněno lidskou silou. V poslední době se šlapací čtyřkolky stávají atraktivní především pro rodiny s dětmi, které je využívají pro své volnočasové aktivity. Nejčastěji jsou šlapací čtyřkolky k vidění v různých areálech určených pro trávení volného času, sport a zábavu. V Moravskoslezském kraji je jedním z těchto míst například areál v okolí vodní nádrže Olešná u Frýdku–Místku. Se šlapacími čtyřkolkami se můžeme setkat také v některých městech, kde jsou využívány především pro účely vyhlídkových jízd.

Konstrukce šlapacích čtyřkolek je velmi rozsáhlá a skládá se z mnoha konstrukčních a také samostatně funkčních celků. Proto jsem se rozhodl zaměřit se ve své práci především na konstrukční návrh rámu a návrh pohonného ústrojí včetně jeho komponentů. Na úvod své práce objasním, jaké druhy čtyřkolek jsou na trhu nejčastější a uvedu jejich výhody a nevýhody.

Cílem mé práce je provést návrh rámu a návrhnout pohonné ústrojí, které bude disponovat optimálními parametry pro volnočasové využití čtyřkolky. Proto ve své práci provedu všechny potřebné výpočty k ověření těchto parametrů.

V závěru mé práce se budu věnovat posouzení návrhu rámu. Také se v závěru mé práce budu věnovat zhodnocení a posouzení návrhu pohonného ústrojí a posouzením výsledků.

2 Šlapací čtyřkolky a výkon člověka

Existuje několik druhů šlapacích čtyřkolek, které se od sebe liší různými parametry. Na trhu jsou čtyřkolky určené pro různý počet cestujících a také pro různé věkové kategorie. Čtyřkolky určené pro rodinné volnočasové aktivity jsou nejčastěji řešeny tak, aby umožňovaly přepravu čtyř osob. Jedním z těchto typů je například čtyřkolka od firmy BERG model GRANTOUR RACER 4 SEATS F na obrázku 2.1. [1]



Obr. 2.1 BERG Grantour Racer 4 Seats F [1]

Pohon této čtyřkolky je řešen pomocí řetězu, který přenáší krouticí moment z klik na zadní kola. Toto řešení nenabízí možnost změny převodu a šlapající členové posádky si tak nemohou zvolit převod, který by byl pro dané jízdní podmínky a jejich výkon optimální. Čtyřkolka firmy BERG je neodpružená. S tímto typem čtyřkolky se můžeme setkat například v již zmíněném areálu v okolí vodní nádrže Olešná. Cena se pohybuje kolem 60 000 Kč. [2]

Řešení s možností volby převodu nabízí například italská společnost RISHOCK u modelu CITTADINO na obrázcích 2.2 a 2.3. Tato čtyřkolka obsahuje prky z jízdních kol jakými jsou například přehazovačka, kola, kliky apod. Také nabízí plné odpružení. Čtyřkolek s takto řešeným pohonem je na trhu méně. Důvodem je jejich náročnější konstrukce a také vyšší cena, která je v případě čtyřkolky CITTADINO 3980 €, což je v přepočtu cca. 105 000 Kč. [3]



Obr. 2.2 Rishock CITTADINO [3]



Obr. 2.3 Rishock CITTADINO – Camouflage [3]

Čtyřkolky s možností volby převodu jsou v možném využití mnohem méně omezeny jízdními podmínkami a výkonem člověka než je tomu v případě čtyřkolek bez možnosti volby.

Jak jsem již zmínil, výkon člověka může být omezujícím faktorem. Je proto velmi důležitý pro veškeré kinematické výpočty. Po přečtení několika různých zdrojů informací, které se zabývají touto problematikou, jsem se rozhodl určit výkon člověka za použití poměru W/kg tělesné hmotnosti z tabulky 2.1. Protože se jedná o rodinnou šlapací čtyřkolku, budu při určování tohoto poměru uvažovat, že šlapající jsou muž a žena.

Tab. 2.1 Měrné výkony mužů a žen ve W/kg [4]

		Men				Women			
		5 s	1 min	5 min	20 min	5 s	1 min	5 min	20 min
World Champion/World Record Holder		23.50	11.50	7.60	6.62	19.98	9.78	6.46	5.63
		23.16	11.35	7.46	6.50	19.69	9.65	6.34	5.53
		22.82	11.20	7.33	6.38	19.40	9.52	6.23	5.42
		22.48	11.05	7.19	6.26	19.11	9.39	6.11	5.32
World Class		22.14	10.90	7.06	6.14	18.82	9.27	6.00	5.22
		21.80	10.75	6.92	6.02	18.53	9.14	5.88	5.12
		21.46	10.60	6.79	5.91	18.24	9.01	5.77	5.02
		21.12	10.45	6.65	5.79	17.95	8.88	5.65	4.92
UCI Div. I/II Pro		20.78	10.30	6.52	5.67	17.66	8.76	5.54	4.82
		20.44	10.15	6.38	5.55	17.37	8.63	5.42	4.72
		20.10	10.00	6.25	5.43	17.09	8.50	5.31	4.62
		19.76	9.85	6.11	5.31	16.80	8.37	5.19	4.51
UCI Div. III pro		19.42	9.70	5.97	5.19	16.51	8.25	5.07	4.41
		19.08	9.55	5.84	5.07	16.22	8.12	4.96	4.31
		18.74	9.40	5.70	4.95	15.93	7.99	4.85	4.21
		18.40	9.25	5.57	4.84	15.64	7.86	4.73	4.11
Cat 1		18.06	9.10	5.43	4.72	15.35	7.74	4.62	4.01
		17.72	8.95	5.30	4.60	15.06	7.61	4.51	3.91
		17.38	8.80	5.16	4.48	14.77	7.48	4.39	3.81
		17.04	8.65	5.03	4.36	14.48	7.35	4.28	3.71
Cat 2		16.70	8.50	4.89	4.24	14.20	7.23	4.16	3.60
		16.36	8.35	4.75	4.12	13.91	7.10	4.04	3.50
		16.02	8.20	4.62	4.00	13.62	6.97	3.93	3.40
		15.68	8.05	4.48	3.88	13.33	6.84	3.81	3.30
Cat 3		15.34	7.90	4.35	3.76	13.04	6.72	3.70	3.20
		15.00	7.75	4.21	3.64	12.75	6.59	3.58	3.09
		14.66	7.60	4.08	3.53	12.46	6.46	3.47	3.00
		14.32	7.45	3.94	3.41	12.17	6.33	3.35	2.90
Cat 4		13.98	7.30	3.81	3.29	11.88	6.21	3.24	2.80
		13.64	7.15	3.67	3.17	11.59	6.08	3.12	2.69
		13.30	7.00	3.53	3.05	11.31	5.95	3.00	2.59
		12.96	6.85	3.40	2.93	11.02	5.82	2.89	2.49
Cat 5		12.62	6.70	3.26	2.81	10.73	5.70	2.77	2.39
		12.28	6.55	3.13	2.69	10.44	5.57	2.66	2.29
		11.94	6.40	2.99	2.57	10.15	5.44	2.54	2.18
		11.60	6.25	2.86	2.46	9.86	5.31	2.43	2.09
Untrained		11.26	6.10	2.72	2.34	9.57	5.19	2.31	1.99
		10.92	5.95	2.59	2.22	9.28	5.06	2.20	1.89
		10.58	5.80	2.45	2.10	8.99	4.93	2.08	1.79
		10.24	5.65	2.32	1.98	8.70	4.80	1.97	1.68
		9.90	5.50	2.18	1.86	8.42	4.68	1.85	1.58

Note: Values are displayed in watts/kg. The weight should be the weight of the body only. Bicycle, kit, water bottles, etc... are all excluded

V tabulce 2.1 jsou zvýrazněny hodnoty měrných výkonů ve W/kg pro netréňované jedince při dlouhodobé zátěži. Vzhledem k rekreačnímu určení čtyřkolky použiji při výpočtu nižší hodnoty a to $p_1 = 1,6$ W/kg pro muže a $p_2 = 1,3$ W/kg pro ženy.

3 Výpočet výkonu a krouticích momentů

V této kapitole se budu zabývat výpočty výkonů a krouticích momentů.

3.1 Výpočet výkonů

Výpočty výkonů provedu dle vztahu (3.1).

$$P = m \cdot p \quad (3.1)$$

<u>Znamé hodnoty:</u>	hmotnost muže / ženy	$m = 75 \text{ kg}$
	měrný výkon muže	$p_1 = 1,6 \text{ W/kg}$
	měrný výkon ženy	$p_2 = 1,3 \text{ W/kg}$

Výkon muže:

$$P_M = m \cdot P_1 = 75 \cdot 1,6 = \underline{120 \text{ W}}$$

Výkon ženy:

$$P_Z = m \cdot P_2 = 75 \cdot 1,3 = \underline{97,5 \text{ W}}$$

Celkový výkon:

$$P = P_M + P_Z = 120 + 97,5 = \underline{217,5 \text{ W}}$$

3.2 Výpočet krouticích momentů

Výpočty krouticích momentů provedu dle vztahu (3.2).

Pro výpočet krouticího momentu je nutné znát počet otáček za minutu, tzv. kadence šlapání. Pro určení kadence šlapání budu vycházet z frekvenčního a silového šlapání a z možnosti jízdy po rovině nebo do kopce.

Při jízdě po rovině vycházím z frekvenčního šlapání, při kterém je kadence 60 ot/min a více. Pro rekreační účely lze uvažovat tuto kadenci od 60 do 80 ot/min. Při jízdě do kopce dochází ke změně typu šlapání z frekvenčního na silové a tudíž ke změně kadence šlapání. Tato změna je závislá na velikosti stoupání. Ve výpočtech budu pracovat s kadencemi 60 ot/min pro frekvenční šlapání a 30 ot/min pro šlapání silové. Výpočty krouticích momentů provedu pro rozsah 30 – 60 ot/min po 5 ot/min jak v případě muže, tak v případě ženy. Výsledky zpracuji do tabulky a grafu.

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} \quad (3.2)$$

<u>Znamé hodnoty:</u>	výkon muže	$P_M = 120 \text{ W}$
	výkon ženy	$P_Z = 97,5 \text{ W}$
	kadence frekvenčního šlapání	$n_f = 60 \text{ ot/min}$
	kadence silového šlapání	$n_s = 30 \text{ ot/min}$

Krouticí momenty muže:

$$M_{kM(30)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_s}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{30}{60}} = \underline{\underline{38,20 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(35)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_{35}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{35}{60}} = \underline{\underline{32,74 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(40)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_{40}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{40}{60}} = \underline{\underline{28,65 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(45)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_{45}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{45}{60}} = \underline{\underline{25,46 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(50)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_{50}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{50}{60}} = \underline{\underline{22,92 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(55)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_{55}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{55}{60}} = \underline{\underline{20,83 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kM(60)} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot \frac{n_f}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{60}{60}} = \underline{\underline{19,10 \text{ Nm}}}$$

Krouticí momenty ženy:

$$M_{kŽ(30)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_s}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{30}{60}} = \underline{\underline{31,04 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kŽ(35)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_{35}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{35}{60}} = \underline{\underline{26,60 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kŽ(40)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_{40}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{40}{60}} = \underline{\underline{23,28 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kŽ(45)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_{45}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{45}{60}} = \underline{\underline{20,69 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kŽ(50)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_{50}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{50}{60}} = \underline{\underline{18,62 \text{ Nm}}}$$

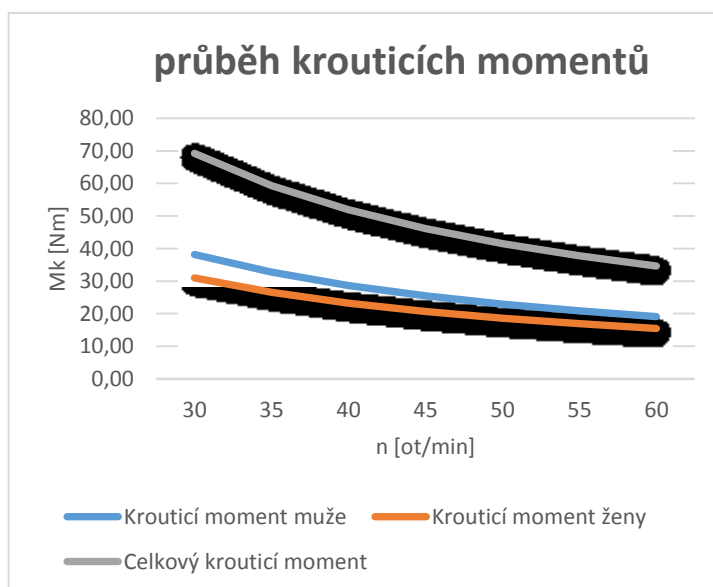
$$M_{kŽ(55)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_{55}}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{55}{60}} = \underline{\underline{16,93 \text{ Nm}}}$$

$$M_{kŽ(60)} = \frac{P_Ž}{\omega} = \frac{P_Ž}{2\pi \cdot \frac{n_f}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{60}{60}} = \underline{\underline{15,52 \text{ Nm}}}$$

Tab. 3.1 Přehled krouticích momentů

Graf 3.1 Průběhy krouticích momentů

n [ot/min]	M _{kM} [Nm]	M _{kŽ} [Nm]	M _k [Nm]
30	38,20	31,04	69,24
35	32,74	26,60	59,34
40	28,65	23,28	51,93
45	25,46	20,69	46,15
50	22,92	18,62	41,54
55	20,83	16,93	37,76
60	19,10	15,52	34,62



4 Geometrie posedu a určení rozvoru a rozchodu kol

V této kapitole se budu zabývat geometrií posedu a následným určením rozvoru a rozchodu kol.

Geometrie posedu:

Geometrie posedu je velmi důležitá. Závisí na ní efektivita přenosu síly z nohou do pedálů. Při nevhodné geometrii posedu může docházet k bolestem kloubů a rychlé únavě, což je nežádoucí.

Pro určení neoptimálnější geometrie posedu jsem provedl experiment. Experiment jsem provedl za pomoci židle s nastavitelnou výškou sedáku a nastavitelným sklonem opěradla. Další pomůckou pro tento experiment byl rám jízdního kola s namontovanými klikami. Během experimentu jsem hledal takovou polohu, ve které bude možné co nejlépe využít síly v nohou při zachování optimální trajektorie kolene. Pro nalezení této polohy jsem využil svých zkušeností z cyklistiky.

Po nalezení optimální polohy jsem změřil vzdálenosti mezi ramenním a kyčelním kloubem, kyčelním a kolenním kloubem, a vzdálenost mezi kolenním kloubem a osou pedálu. Veškerá měření probíhala na mé osobě výšky 181 cm při délce klik 175 mm. Výsledky měření ve spojení s experimentálně určenou geometrií posedu jsou znázorněny na obrázku v příloze A.

Rozvor a rozchod kol:

Pro určení rozvoru a rozchodu kol jsem použil data získaná z výše zmíněného experimentu a měření.

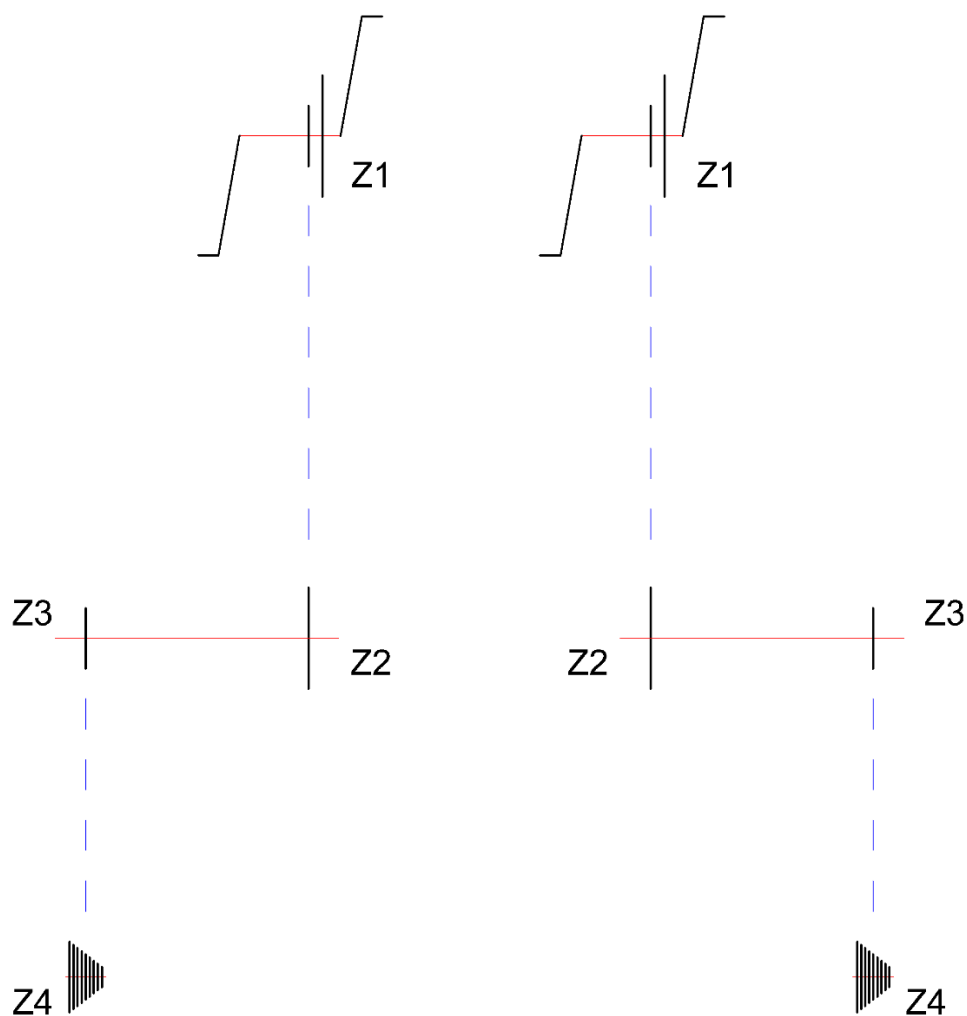
Rozvor a rozchod kol jsem určil s ohledem na velikost použitých kol, která je 26“. Také jsem bral v úvahu vhodné rozmístění sedaček s ohledem na to, aby bylo umožněno pohodlné, snadné a bezpečné nastupování. Zvolené hodnoty rozvoru a rozchodu kol společně s rozmístěním sedaček jsou znázorněny na obrázku v příloze B.

5 Návrh pohonného ústrojí

Při návrhu pohonného ústrojí jsem bral v úvahu, že se jedná o čtyřkolku pro volnočasové aktivity, během kterých je možno jezdit jak po rovině tak do kopce a mohou se během jízdy střídát různé druhy povrchů a terénů. Při návrhu jsem pracoval s využitím dostupných komponentů pro jízdní kola.

Navrhl jsem pohonné ústrojí s možností změny převodů typu 2x9. Pro změnu převodu u tohoto typu pohonného ústrojí jsou k dispozici dvě možnosti. První možností je volba mezi dvěma převodníky na klikách. Druhou možností je volba jednoho z devíti pastorků kazety na náboji zadního kola. Díky tomuto řešení je možné, aby si každý ze šlapajících zvolil převod, který mu nejvíce vyhovuje při daných jízdních podmínkách. Další výhodou je, že šlapající nemusejí šlapat při stejné kadenci, což má velmi dobrý vliv na celkové pohodlí a kvalitu jízdy.

Schéma navrženého pohonného ústrojí je znázorněno na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 Schéma pohonného ústrojí

6 Volba komponentů pohonného ústrojí

V této kapitole se budu zabývat volbou vhodných komponentů pro hnací ústrojí.

Komponenty jsem volil s ohledem na účely použití čtyřkolky, kompatibilitu, na jejich životnost v závislosti na hmotnosti čtyřkolky a také s ohledem na cenu. Volil jsem komponenty určené pro horská kola, protože jsou dimenzovány pro použití v těžších podmínkách oproti komponentům pro kola silniční.

Ráfky:

Zvolil jsem ráfky od firmy Remerx, model JUMBO 559x23 32d. Vnitřní šířka 23 milimetrů umožňuje obutí širších plášťů. [5]

Náboje:

Aby byla zaručena co nejvyšší tuhost, zvolil jsem náboje značky Force, model 4x1 32d pro pevnou 20 milimetrovou osu vpředu a pevnou 12 milimetrovou osu vzadu. Náboje jsou osazeny průmyslovými ložisky. [5]

Pláště:

Zvolil jsem pláště Schwalbe SMART SAM Performance 26 x 2,25. Tyto pláště mají vysokou životnost a také nízký valivý odpor. [5]

Kliky a osy:

Zvolil jsem kliky značky Shimano, model FC-M615 s osami Hollowtech II. Výhodou jsou ložiska v miskách vně ložiskového domku což zaručuje vyšší tuhost. [6]

Kazety:

Čtyřkolka je určena pro volnočasové aktivity, proto je velmi důležité zvolit kazetu s dostatečným počtem zubů na krajních pastorcích. Důležité je také vhodné odstupňování pastorků, aby mezi nimi nebyly velké skoky a bylo tak možné plynule zvolit převod. S ohledem na výše zmíněné jsem zvolil kazetu Shimano Deore CS-HG400 - 9 11-36. [5]

Samostatné převodníky:

Při volbě převodníků je důležitá především jejich životnost, proto jsem zvolil převodníky Shimano XT FC-M785 a XT FC-M770. [5]

Přehazovačky, přesmykače a řazení:

Zvolil jsem přehazovačku Shimano Acera RD-M3000, přesmykač Shimano Altus FD-M371 a řazení Shimano Altus SL-M370. [5]

Řetěz:

Zvolil jsem řetěz SRAM PC-951 určený pro devítirychlostní převody. [6]

Kompletní specifikace včetně obrázků některých komponentů jsou uvedeny v příloze C.

7 Návrh rámu

V této kapitole se budu zabývat návrhem rámu, volbou materiálu rámu a jeho pevnostní kontrolou.

7.1 Volba materiálu rámu

Pro výrobu svařovaného rámu jsem zvolil obdélníkové profily 60x40x4. Profily jsou vyrobeny z hliníku 6063A T6 jehož mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 7.1. Profil a materiál jsem zvolil z katalogu výrobce PROAL. Označení tohoto materiálu je AW-ALMg0,7Si(A).[7]

Tab. 7.1 Mechanické vlastnosti hliníku 6063A T6[8]

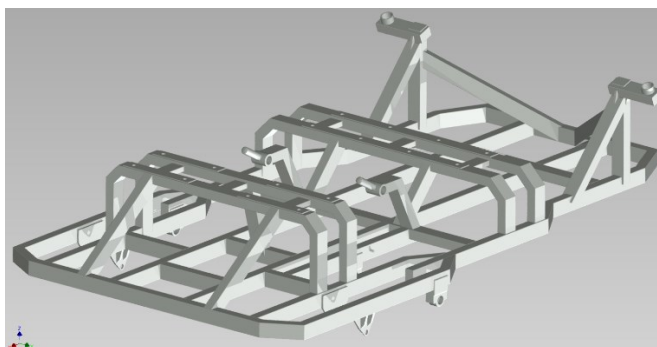
R_m [MPa]	R_e [MPa]
min. 230	min. 190

7.2 Konstrukční návrh rámu

Při návrhu rámu jsem se inspiroval čtyřkolkou BERG, která je zobrazena na obrázku 2.1. a je uzpůsobena pro přepravu 4 osob.

Rám jsem navrhl tak, aby byl co nejtužší při zachování přijatelné hmotnosti. Při návrhu rámu jsem také zohlednil to, aby umožňoval co nejpohodlnější a také co nejbezpečnější nastupování a vystupování. Z důvodu pohodlného nastupování a vystupování má rám optimální světlou výšku. Aby byla čtyřkolka bezpečná, a to i v případě možné nehody, je rám poměrně robustní a poskytuje dostatek prostoru pro čtyřčlennou posádku.

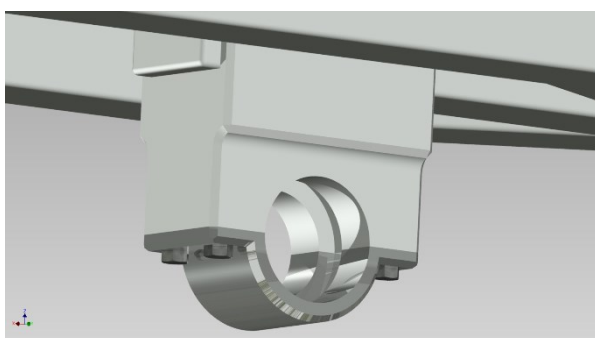
Konstrukce rámu je uzpůsobena pro neodpružené uložení zadních kol. Konstrukce přední části rámu je navržena pro odpružení předních kol pomocí dvou odpružených vidlic určených pro horská kola, přičemž je rám rozměrově navržen pro vidlice se zdvihem 100 mm, který je dostatečný pro utlumení rázů od nerovností na vozovce. Toto řešení také eliminuje nadměrné kroucení rámu. 3D model konstrukce rámu je na obrázku 7.1.



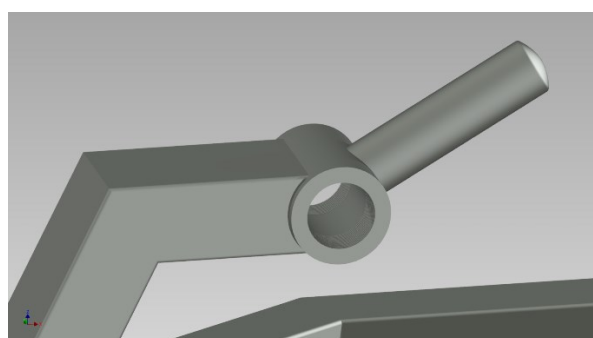
Obr. 7.1 3D model konstrukce rámu

Aby měli šlapající přehled o situaci a dění před čtyřkolkou, je konstrukce pro montáž zadních sedaček vyvýšena. Členové sedící před nimi jim tudíž nebrání ve výhledu.

Vložené hřídele v pohonném ústrojí jsou uloženy v ložiskových domcích. Tyto ložiskové domky jsou přivařeny ke konstrukci a jejich odnímatelné víko umožňuje montáž hřídelů s ložisky zespod (obrázek 7.2). Misky s ložisky středového složení pro osu klik se montují do domku opatřeného závitem BSA. Pro montáž přesmykače je k tomuto domku přivařena trubka, na kterou se přesmykač uchytl pomocí objímky (obrázek 7.3). Aby nedocházelo k prověšení řetězu, je rám vybaven čepem pro montáž napínáku (obrázek 7.4). Pro montáž zadních kol a přehazovaček slouží zadní přírubby. Ty jsou opatřeny otvory pro 12 mm osy nábojů a jsou v nich vyfrézovány drážky pro patky přehazovaček (obrázek 7.5).



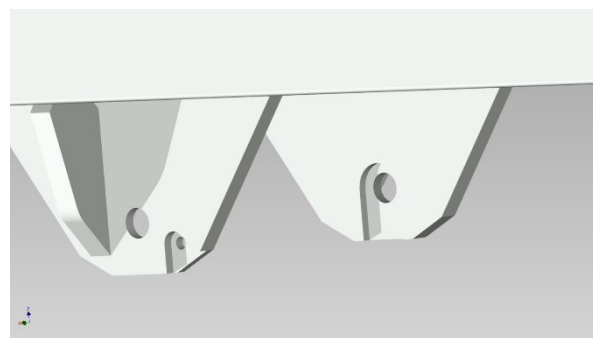
Obr. 7.2 Ložiskový domek



Obr. 7.3 Středový domek

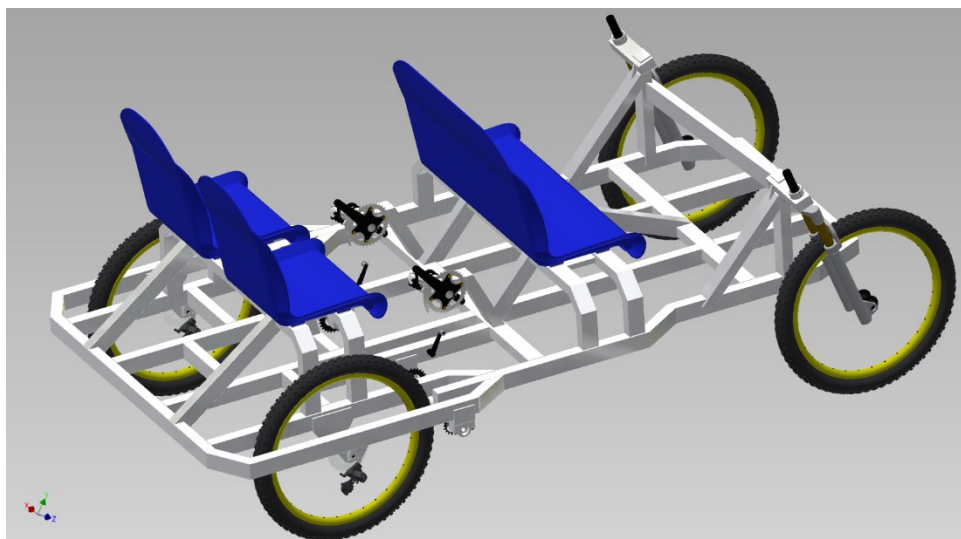


Obr. 7.4 Čep pro montáž napínáku



Obr. 7.5 Zadní přírubby pro montáž kol

Při návrhu jsem uvažoval, že pro brždění bude využito hydraulických kotoučových brzd používaných v cyklistice. Proto není součástí rámu žádný mechanismus, který by sloužil jako brzda. Konstrukce rámu je poměrně složitá, avšak poskytuje dostatečnou ochranu důležitých komponentů pohonného ústrojí a také posádky. I přes složitější konstrukční řešení rámu se podařilo zachovat jeho relativně nízkou hmotnost. Hmotnost navrženého rámu byla vypočítána programem Autodesk Inventor a činí 67,6 kg. Celková hmotnost čtyřkolkou se bude pohybovat do 100 kg včetně veškerých komponentů a bezpečnostních prvků. Rám včetně komponentů pohonného ústrojí, sedaček a předních vidlic s koly je zobrazen na obrázku 7.6.

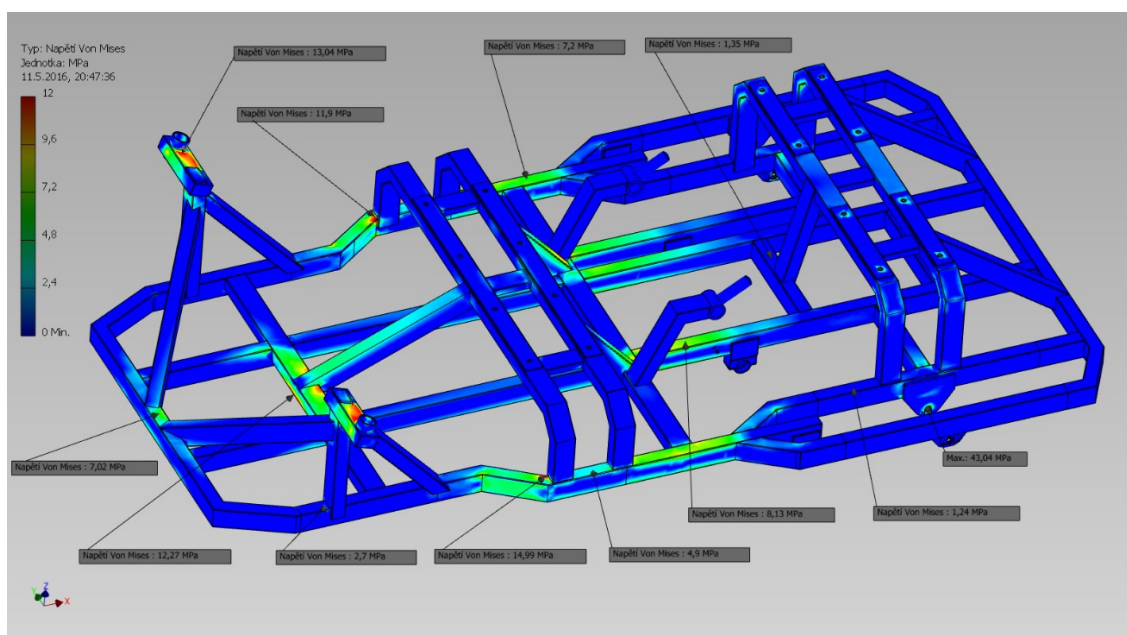


Obr. 7.6 Rám včetně komponentů

7.3 Pevnostní kontrola rámu

Pevnostní kontrolu rámu jsem provedl v programu Autodesk Inventor. Při této kontrole byl rám zatížen maximální zátěží 300 kg. Tuto zátěž jsem rozdělil mezi čtyřčlennou posádku, tedy 75 kg na každé místo k sezení.

Výsledek pevnostní kontroly je zobrazen na obrázku 7.7.



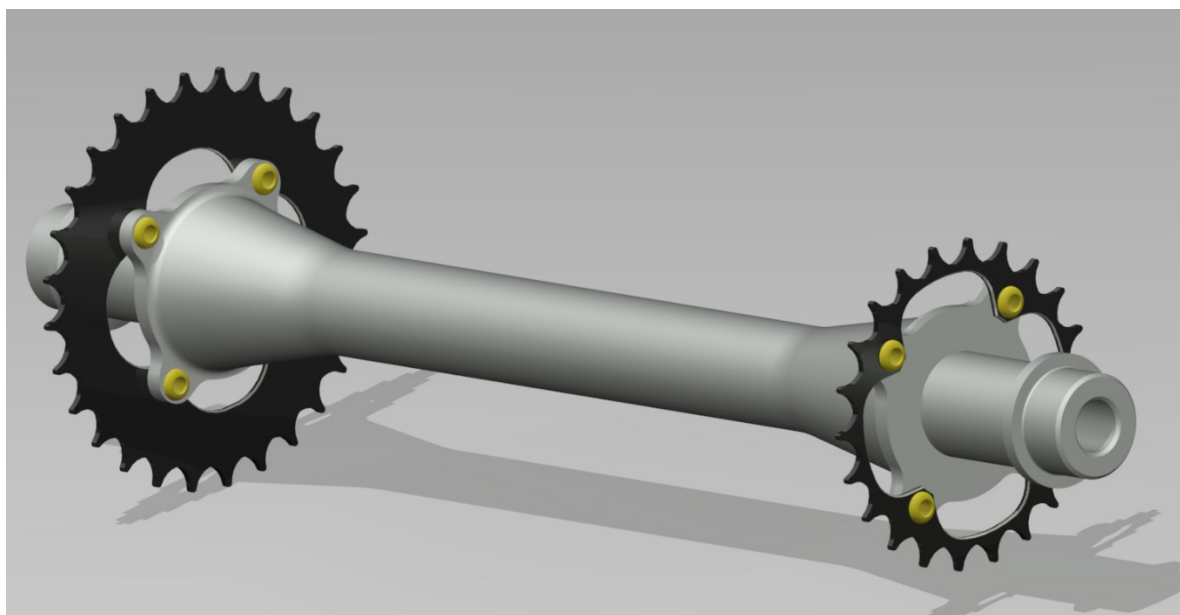
Obr. 7.7 Výsledek pevnostní analýzy – maximální napětí

Maximální hodnota napětí v rámu je 43,04 MPa, a to v zadní přírubě v místě kudy prochází osa náboje. Rám vyhověl pevnostní kontrole s výslednou bezpečností 2,2. Z důvodu obsáhlosti pevnostní kontroly jsou výsledky analýzy a výpočet bezpečnosti obsaženy v příloze D.

8 Návrh vloženého převodníkového hřídele

V této kapitole se budu zabývat návrhem vloženého převodníkového hřídele. Také provedu kontrolu na krut.

Při návrhu jsem vycházel z rozměrů rámu a polohy komponentů hnacího ústrojí. Pro zachování co nejnižší hmotnosti jsem zvolil materiál této hřídele hliník typu 6061 T6 a hřídel je po celé své délce dutá. Polotovary jsem vybíral z katalogu firmy ALFUNG. [9]



Obr. 8.1 Vložená převodníková hřídel – levá

Převodníky jsou k hřídeli připevněny pomocí převodních šroubů běžně používaných v cyklistice.

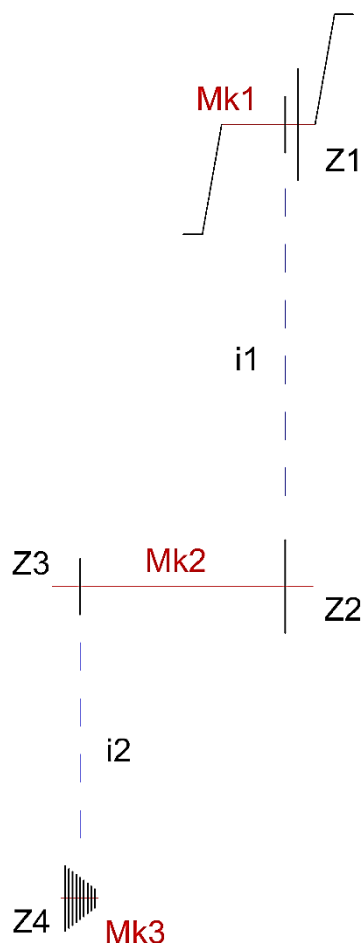
Protože nejsou hřídele uloženy v rámu symetricky, pravá hřídel má mírně odlišné délkové rozměry. Je to dáno tím, že kazeta na zadním náboji je umístěna u obou kol na pravé straně, a proto musí být pravá hřídel uložena více k pravé straně rámu. Rozdílnost hřídelí se projeví především při výpočtu reakcí v ložiscích.

8.1 Kontrola hřídele na krut

Při kontrole budu vycházet z krouticího momentu na hřídeli při využití nejlehčího převodu, jelikož při tomto převodu je na hřídeli největší krouticí moment.

Výpočet krouticího momentu na hřídeli:

Výpočet provedu dle vztahu (8.1) a obrázku 8.2. Budu počítat s největším možným vstupním momentem, který je $M_{KM(30)} = 38,2 \text{ Nm}$ v případě muže při silovém šlapání.



Známé hodnoty:

Vstupní krouticí moment $M_{k1} = M_{kM(30)} = 38,2 \text{ Nm}$

Počet zubů 1. převodníku klik $z_1 = 24$

Počet zubů převodníku hřídele $z_2 = 28$

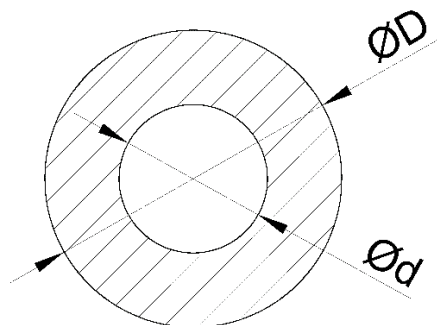
Obr. 8.2 Moment na vloženém hřídeli

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_1 = M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (8.1)$$

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 38,2 \cdot \frac{28}{24} = \underline{\underline{44,57 \text{ Nm}}}$$

Výpočet napětí v krutu:

Výpočet provedu dle vztahu (8.2) a obrázku 8.3.



Obr. 8.3 Průřez hřídele

Průměr D jsem volil tak, aby odpovídal průměrům vnitřních kroužků ložisek dle Strojnických tabulek. [10] Průměr $D = 30 \text{ mm}$ a průměr $d = 15 \text{ mm}$.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}} \quad (8.2)$$

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{44\,570}{\frac{\pi}{16} \frac{30^4 - 15^4}{30}} = \underline{\underline{8,97 \text{ MPa}}}$$

Výpočet dovoleného napětí v krutu:

Při výpočtu dovoleného napětí v krutu dle vztahu (8.4) budu vycházet z vlastností hliníku 6061 T6 uvedených v tabulce 8.1.

Tab. 8.1 Vlastnosti hliníku 6061 T6[11]

R_m [MPa]	R_e [MPa]	E [GPa]	HB (500kg/ø10mm)
260 - 310	240 - 276	70 - 80	95 - 97

Dle vztahu (8.3) provedu výpočet dovoleného napětí v tahu se započtením koeficientu bezpečnosti $k = 5$. Tuto hodnotu volím s ohledem na údaje v tabulce 2.1 ze které je patrné, že měrné výkony a tím i krouticí momenty u trénovaných jedinců jsou několikanásobně vyšší než u netrénovaných.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (8.3)$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{240}{5} = \underline{\underline{48 \text{ MPa}}}$$

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot \sigma_D \quad (8.4)$$

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot 48 = \underline{\underline{28,8 \text{ MPa}}}$$

$$\tau_k < \tau_{Dk} \rightarrow \textbf{Vyhovuje}$$

Výsledná bezpečnost:

Výpočet výsledné bezpečnosti hřídele provedu dle vztahu (8.5).

$$k_v = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} \quad (8.5)$$

$$k_v = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{28,8}{8,97} = \underline{\underline{3,2}}$$

Výsledná bezpečnost hřídele je vyhovující.

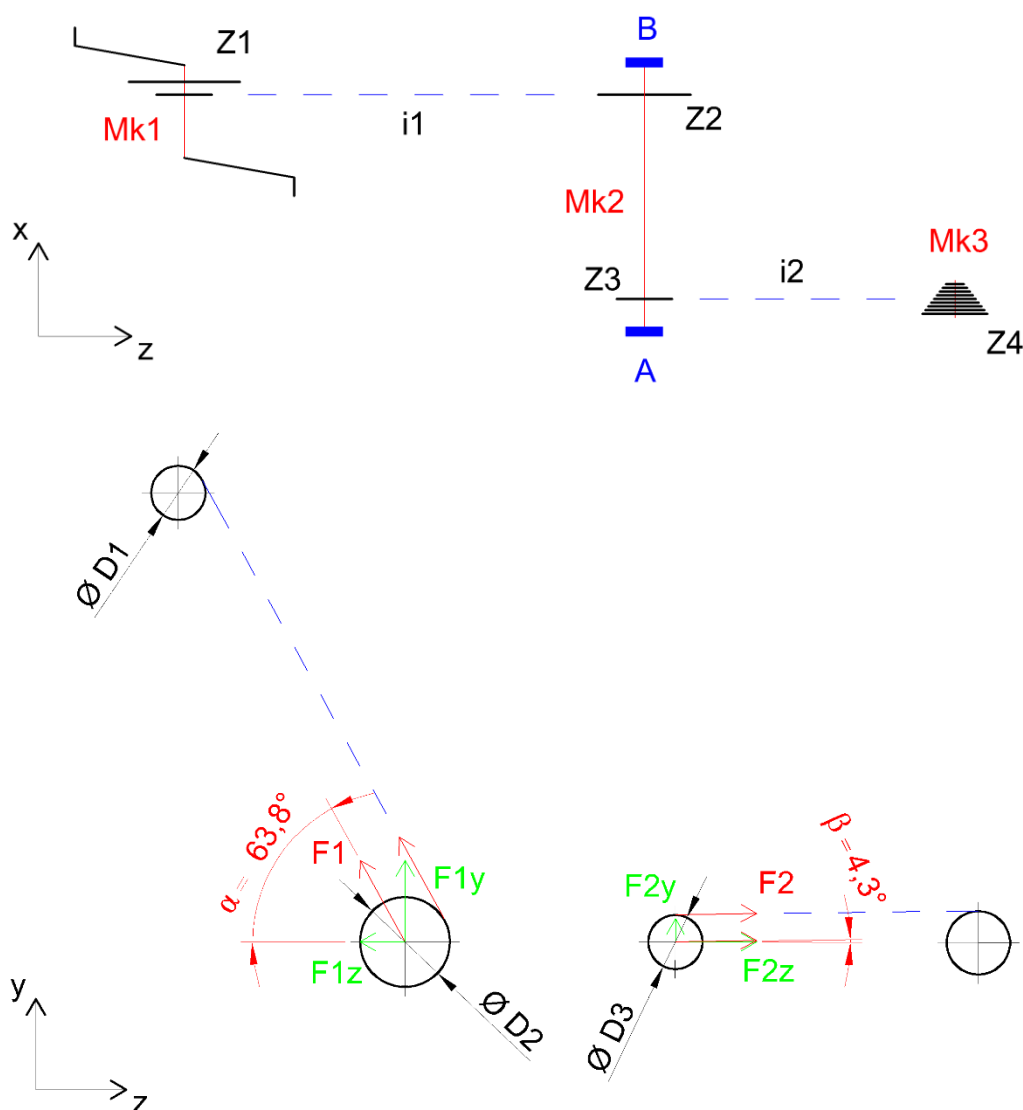
9 Volba ložisek a výpočet jejich trvanlivosti

Zvolil jsem ložiska z katalogu firmy SKF a to konkrétně ložiska typu 61906–2RZ SKF. Jedná se o oboustranně zapouzdřená ložiska s nízkým třením, která jsou naplněna kvalitním mazivem. [12]

Pro výpočet trvanlivosti ložisek potřebuji znát síly, které na ně působí. Proto provedu výpočty reakcí v ložiscích.

9.1 Radiální reakce v ložiscích A a B na levé hřídeli

Při výpočtech působících sil budu vycházet z obrázku 9.1.



Obr. 9.1 Síly působící na levé hřídeli

Úhly na obrázku 9.1 jsem odměřil na 3D modelu čtyřkolky v programu Autodesk Inventor.

Výpočty roztečných průměrů:

Výpočty provedu dle vztahu (9.1).

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} \quad (9.1)$$

Písmeno t ve vztahu (9.1) je rozteč řetězu. Řetězy používané v současné době v cyklistice mají rozteč $t = 12,7$ mm. [13]

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{24}} = \underline{97,298 \text{ mm}}$$

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{28}} = \underline{113,429 \text{ mm}}$$

$$D_3 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{22}} = \underline{89,239 \text{ mm}}$$

Výpočty působících sil:

Provedu výpočty sil F_1 , F_2 dle vztahů (9.2) a (9.5) a jejich složek v osách y a z .

Znamé hodnoty:

vstupní krouticí moment	$M_{k1} = M_{kM(30)} = 38,2 \text{ Nm}$
moment na hřídeli	$M_{k2} = 44,57 \text{ Nm}$
roz. průměr 1. převodníku klik	$\varnothing D_1 = 97,298 \text{ mm}$
roz. průměr převodníku hřídele	$\varnothing D_2 = 113,429 \text{ mm}$
roz. průměr převodníku hřídele	$\varnothing D_3 = 89,239 \text{ mm}$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{kM(30)}}{D_1} \quad (9.2)$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{kM(30)}}{D_1} = \frac{2 \cdot 38\,200}{97,298} = \underline{785,2 \text{ N}}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \alpha \quad (9.3)$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \alpha = 785,2 \cdot \sin 63,8^\circ = \underline{704,5 \text{ N}}$$

$$F_{1z} = F_1 \cdot \cos \alpha \quad (9.4)$$

$$F_{1z} = F_1 \cdot \cos \alpha = 785,2 \cdot \cos 63,8^\circ = \underline{346,7 \text{ N}}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} \quad (9.5)$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 44\,570}{89,239} = \underline{998,9 \text{ N}}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin \beta \quad (9.6)$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin \beta = 998,9 \cdot \sin 4,3^\circ = \underline{74,9 \text{ N}}$$

$$F_{2z} = F_2 \cdot \cos \beta \quad (9.7)$$

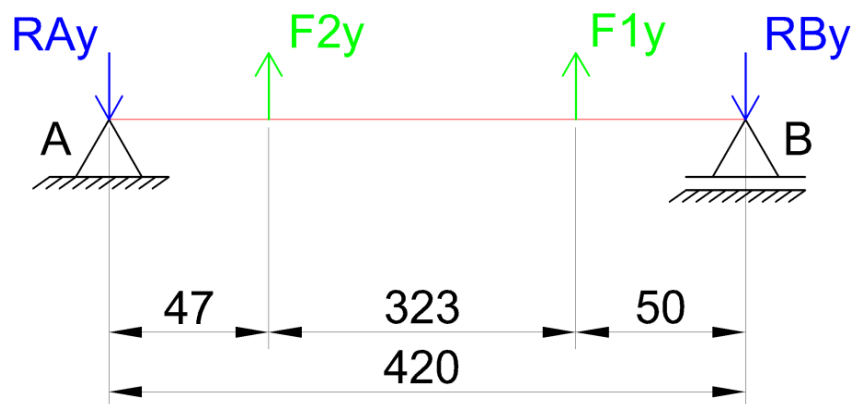
$$F_{2z} = F_2 \cdot \cos \beta = 998,9 \cdot \cos 4,3^\circ = \underline{996,1 \text{ N}}$$

Výpočet reakcí v ložiscích A a B:

Výpočty reakcí jsou obsaženy v příloze E. Zde jsou výsledky zpracovány do tabulky 9.1

V ose y:

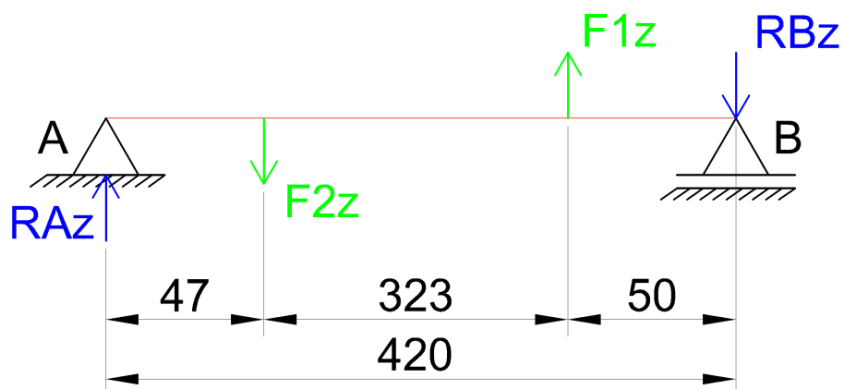
Reakce v ose y jsou znázorněny na obrázku 9.2. Hodnoty odměřeny v Autodesk Inventor.



Obr 9.2 Reakce v ložiscích A a B v ose y

V ose z:

Reakce v ose z jsou znázorněny na obrázku 9.3. Hodnoty odměřeny v Autodesk Inventor.



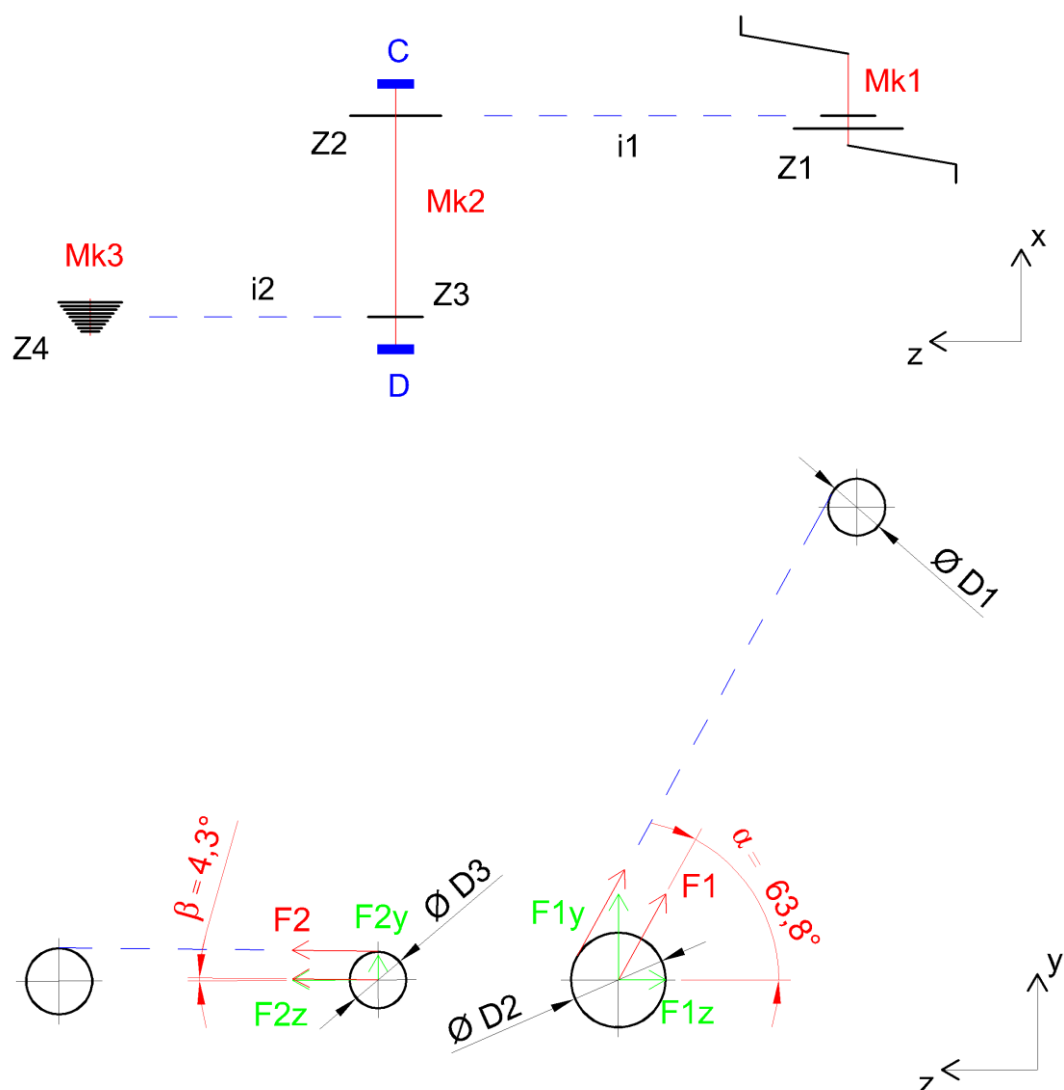
Obr 9.3 Reakce v ložiscích A a B v ose z

Tab. 9.1 Hodnoty reakcí v ložiscích A a B

Reakce [N]					
R_{Ay}	R_{Az}	R_{By}	R_{Bz}	R_{vA}	R_{vB}
150,4	843,4	629	194	856,7	658,2

9.2 Radiální reakce v ložiscích C a D na pravé hřídeli

Při výpočtech působících sil budu vycházet z obrázku 9.4.



Obr. 9.4 Síly působící na pravé hřídeli

Úhly na obrázku 9.4 jsem odměřil na 3D modelu čtyřkolky v programu Autodesk Inventor.

Výpočty působících sil:

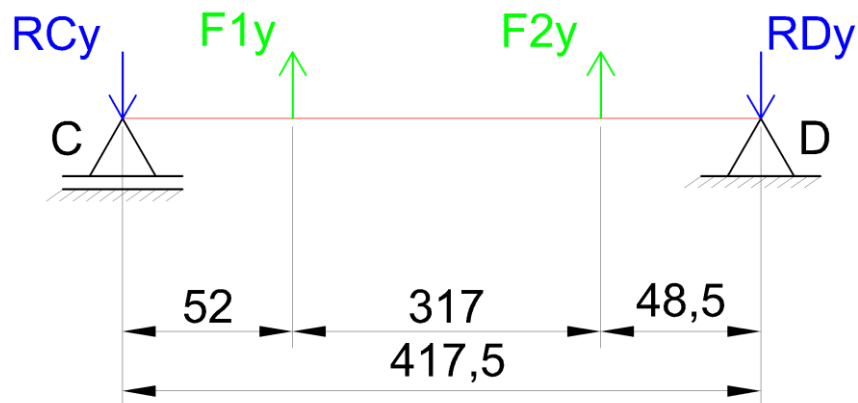
Působící síly F_1 , F_2 a jejich složky v osách y a z jsou stejné jako na levé hřídeli.

Výpočet reakcí v ložiscích C a D:

Výpočty reakcí jsou obsaženy v příloze D. Zde jsou výsledky zpracovány do tabulky 9.2

V ose y:

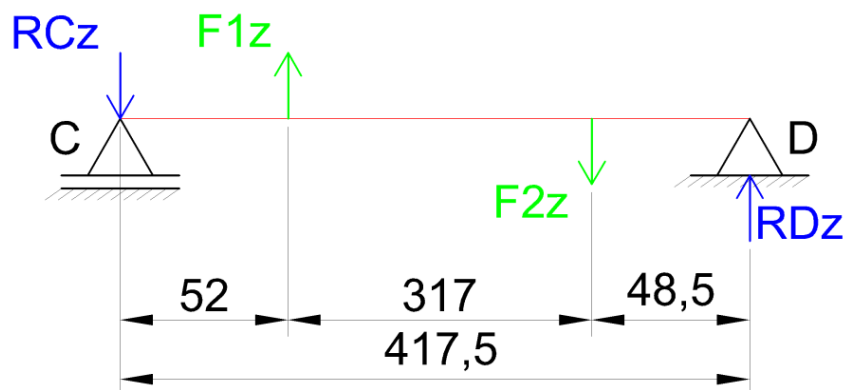
Reakce v ose y jsou znázorněny na obrázku 9.5. Hodnoty odměřeny v Autodesk Inventor.



Obr 9.5 Reakce v ložiscích C a D v ose y

V ose z:

Reakce v ose z jsou znázorněny na obrázku 9.6. Hodnoty odměřeny v Autodesk Inventor.



Obr 9.6 Reakce v ložiscích C a D v ose z

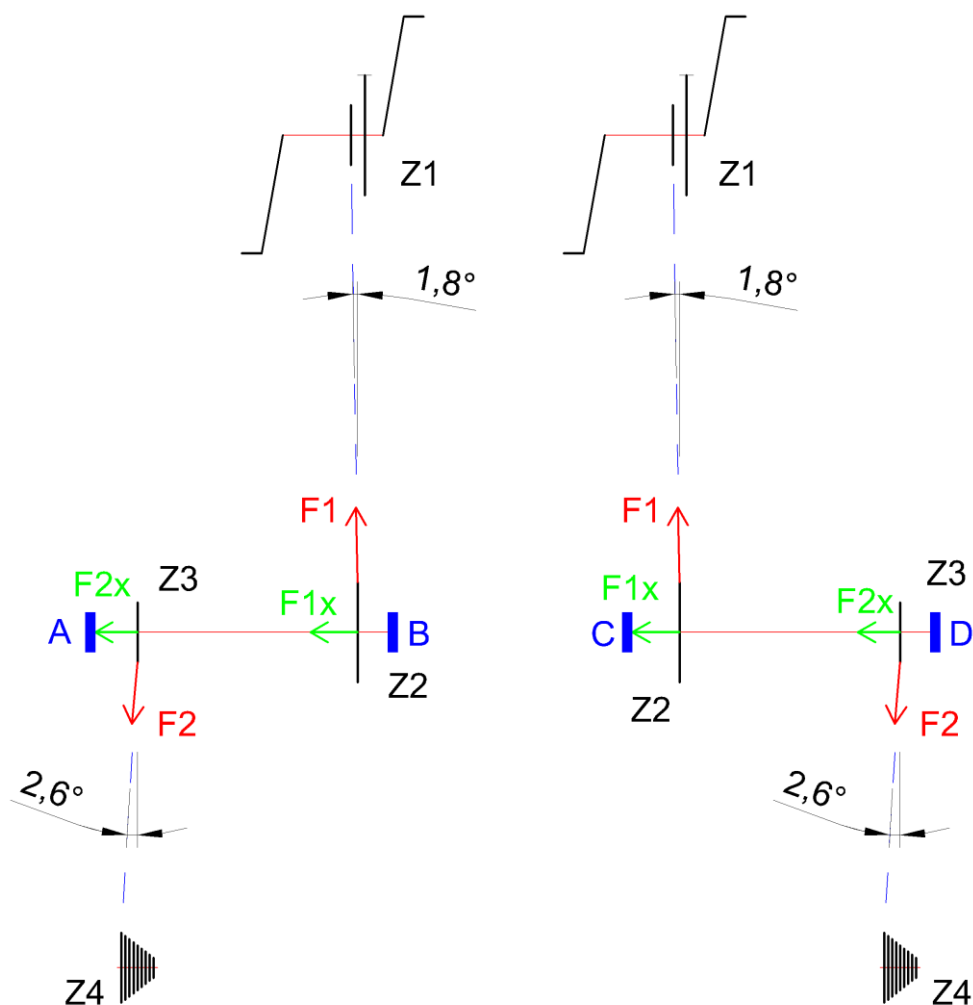
Tab. 9.2 Hodnoty reakcí v ložiscích C a D

Reakce [N]					
R_{Cy}	R_{Cz}	R_{Dy}	R_{Dz}	R_{vC}	R_{vD}
150,4	843,4	629	194	856,7	658,2

9.3 Axiální reakce v ložiscích

Axiální reakce v ložiscích jsou způsobeny pouze možným křížením řetězu. Vůle v člancích řetězu toto křížení umožňují a v případě velkého křížení řetězu dojde k jeho roznýtování či přetřžení. Největší axiální síla působí na ložiska v případě zařazení malého převodníku klik v kombinaci se zařazeným největším pastorkem kazety.

Při výpočtu budu vycházet z obrázku 9.7. Hodnoty odměřeny v Autodesk Inventor.



Obr. 9.7 Axiální síly na hřídelích

Výpočet sil:

$$F_{1x} = F_1 \cdot \sin \alpha \quad (9.8)$$

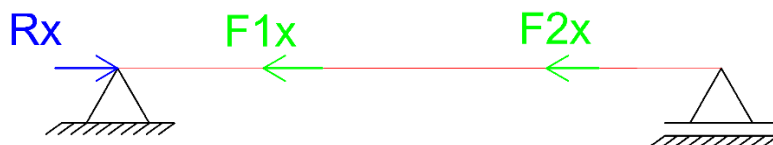
$$F_{1x} = F_1 \cdot \sin \alpha = 785,2 \cdot \sin 1,8^\circ = \underline{\underline{24,7 \text{ N}}}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin \beta \quad (9.9)$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin \beta = 998,9 \cdot \sin 2,6^\circ = \underline{\underline{45,3 \text{ N}}}$$

Výpočet výsledné axiální reakce:

Výpočet provedu dle vztahu (9.11) vyplývajícího z obrázku 9.8.



Obr. 9.8 Axiální reakce

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x - F_{1x} - F_{2x} = 0 \quad (9.10)$$

Ze vztahu (9.10) vyjádřím reakci R_x .

$$R_x = F_{1x} + F_{2x} \quad (9.11)$$

$$R_x = R_{vx} = F_{1x} + F_{2x} = 24,7 + 45,3 = \underline{\underline{70 \text{ N}}}$$

9.4 Výpočet trvanlivosti ložisek

Provedu výpočet trvanlivosti ložisek při 90% spolehlivosti. Zjištěnou trvanlivost převedu na trvanlivost v kilometrech. Výpočet provedu s dynamickým součinitelem K_A pro zohlednění možných dynamických rázů, které mohou vznikat například nedokonalou kruhovitostí šlapání. Reakce byly spočítány pro případ, že šlapající osoba je netrénovaná. Proto zvolím tento součinitel tak, abych zohlednil případy, ve kterých může být šlapající osoba trénovaná.

Výpočet reakcí se započtením dynamického součinitele K_A :

Vzhledem k výše uvedenému volím dynamický součinitel $K_A = 3$. Výpočty provedu dle vztahu (9.12).

$$R_{vr/va} = R_v \cdot K_A \quad (9.12)$$

Do vztahu (9.12) dosadím za R_v hodnotu R_{vA} z tabulky 9.1, protože tato reakce vyšla největší a vypočítám radiální reakci. Poté dosadím do vztahu (9.12) výsledek ze vztahu (9.11) a vypočítám axiální reakci.

$$R_{vr} = R_v \cdot K_A = R_{vA} \cdot K_A = 856,7 \cdot 3 = \underline{\underline{2\,570,1 \text{ N}}}$$

$$R_{va} = R_v \cdot K_A = R_{vx} \cdot K_A = 70 \cdot 3 = \underline{\underline{210 \text{ N}}}$$

Vlastnosti ložiska:

Vlastnosti ložiska 61906–2RZ SKF potřebné pro výpočty jsou uvedeny v tabulce 9.3.

Tab. 9.3 Vlastnosti ložiska 61906–2RZ SKF [12]

C [kN]	C ₀ [kN]	P _u [kN]	k _r [-]	f ₀ [-]
7,3	4,6	0,212	0,02	14,4

Výpočet poměru:

Výpočet provedu dle vztahu (9.13).

$$m = f_0 \cdot \frac{R_a}{C_0} \quad (9.13)$$

$$m = f_0 \cdot \frac{R_a}{C_0} = f_0 \cdot \frac{R_{va}}{C_0} = 14,4 \cdot \frac{210}{4\,600} = \underline{0,657}$$

Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lin. interpolace:

Výpočet provedu dle vztahu (9.14).

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} \quad (9.14)$$

Hodnoty e_0 , e_1 , m_0 a m_1 jsem vyhledal ve Strojnických tabulkách. [10]

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 0,22 + (0,657 - 0,345) \cdot \frac{0,26 - 0,22}{0,689 - 0,345} = \underline{0,26}$$

Výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lin. interpolace:

Výpočet provedu dle vztahu (9.15).

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} \quad (9.15)$$

Hodnoty Y_0 a Y_1 jsem vyhledal ve Strojnických tabulkách. [10]

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} = 1,99 + (0,657 - 0,345) \cdot \frac{1,71 - 1,99}{0,689 - 0,345} = \underline{1,74}$$

Poměr:

Výpočet provedu dle vztahu (9.16).

$$n = \frac{R_{va}}{R_{vr}} \quad (9.16)$$

$$n = \frac{R_{va}}{R_{vr}} = \frac{210}{2\,570,1} = 0,08 < e \rightarrow X = 1, Y = 0$$

Z výsledku vztahu (9.16) vyplývá, že ekvivalentní zatížení P ložiska je rovno radiální reakci R_{vr} v ložisku. [10]

Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáček při 90% spolehlivosti:

Výpočet provedu dle vztahu (9.17). Exponent $p = 3$ dle Strojnických tabulek. [10]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (9.17)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P = \left(\frac{7\,300}{2\,570,1}\right)^3 = \underline{\underline{22,9 \text{ mil. otáček}}}$$

Podle vztahu (9.18) provedu výpočet základní trvanlivosti podle SKF. Podle katalogu SKF jsem stanovil součinitel $a_{skf} = 0,8$ a součinitel $a_1 = 1$. [14]

$$L_{10SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (9.18)$$

$$L_{10SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,8 \cdot 22,9 = \underline{\underline{18,3 \text{ mil. otáček}}}$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

Výpočet provedu dle vztahu (9.19).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10SKF} \quad (9.19)$$

Pro výpočet trvanlivosti v provozních hodinách je potřeba znát otáčky ložiska n_2 při otáčkách klik n_1 . Otáčky n_s jsou otáčky klik při silovém šlapání, které jsou $n_s = 30$ ot/min.

$$n_2 = n_s \cdot \frac{z_{1(1)}}{z_2} \quad (9.20)$$

$$n_2 = n_s \cdot \frac{z_{1(1)}}{z_2} = 30 \cdot \frac{24}{28} = \underline{\underline{25,7 \text{ ot/min}}}$$

Výsledek ze vztahu (9.20) dosadím do vztahu (9.19).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10SKF} = \frac{10^6}{60 \cdot 25,7} \cdot 18,3 = \underline{\underline{11\,867,7 \text{ hod.}}}$$

Trvanlivost ložiska v kilometrech:

Výpočet provedu přepočtem z provozních hodin dle vztahu (9.22), ve kterém písmeno a je přepočtový součinitel na miliony kilometrů. Součinitel a vypočítám dle vztahu (9.21) z katalogu SKF. [14] Otáčky n_3 jsou otáčky kola při otáčkách klik n_s a otáčkách vloženého hřídele n_2 ze vztahu (9.20).

$$a = \frac{60 \cdot n^2 \cdot D}{10^9} \quad (9.43)$$

$$a = \frac{60 \cdot n^2 \cdot D}{10^9} = \frac{60 \cdot n_3^2 \cdot (2 \cdot R_{dyn})}{10^9} = \frac{60 \cdot \left(n_2 \cdot \frac{z_3}{z_{4(1)}}\right)^2 \cdot (2 \cdot R_{dyn})}{10^9} = \frac{60 \cdot \left(25,7 \cdot \frac{22}{36}\right)^2 \cdot (2 \cdot 0,329)}{10^9} = \underline{\underline{9,74 \cdot 10^{-6}}}$$

$$L_{10km} = a \cdot L_{10h} \quad (9.43)$$

$$L_{10km} = a \cdot L_{10h} \cdot 10^6 = 9,74 \cdot 10^{-6} \cdot 11\,867,7 \cdot 10^6 = \underline{\underline{115\,591,4 \text{ km}}}$$

10 Kinematické výpočty

V této kapitole se budu zabývat kinematickými výpočty při využití možných převodů.

Provedu výpočty jednotlivých převodových poměrů a následně je seřadím do grafu.

Převodové poměry:

Výpočty provedu dle vztahu (10.1).

Znamé hodnoty:

- 1. a 2. převodník: $z_1 = 24$ a 38 zubů
- 1. stálý převodník: $z_2 = 28$ zubů
- 2. stálý převodník: $z_3 = 22$ zubů
- 1. – 9. pastorek: $z_4 = 36, 32, 28, 24, 21, 18, 16, 14, 12$ zubů

$$i = \frac{z_n}{z_{n-1}} \cdot \frac{z_{n+2}}{z_{n+1}} \quad (10.1)$$

Výpočty jsem provedl v programu Microsoft Excel a zpracoval do tabulky a grafu.

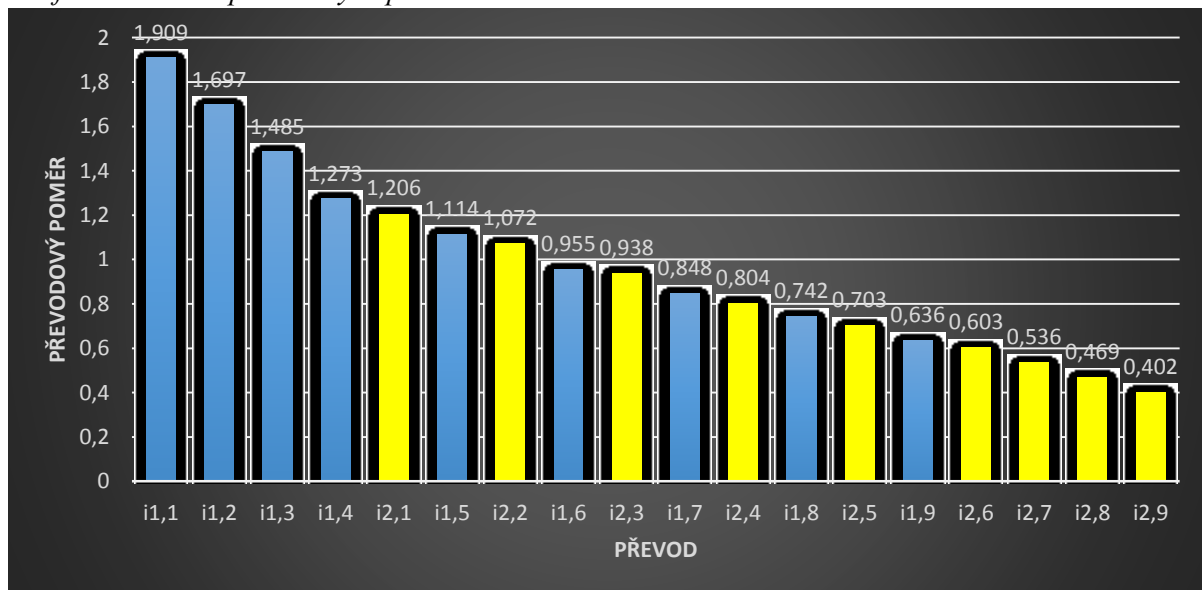
Příklad výpočtu:

$$i_{1,1} = \frac{z_2}{z_{1(1)}} \cdot \frac{z_{4(1)}}{z_3} = \frac{28}{24} \cdot \frac{36}{22} = \underline{1,909}$$

Tab. 10.1 Hodnoty převodových poměrů

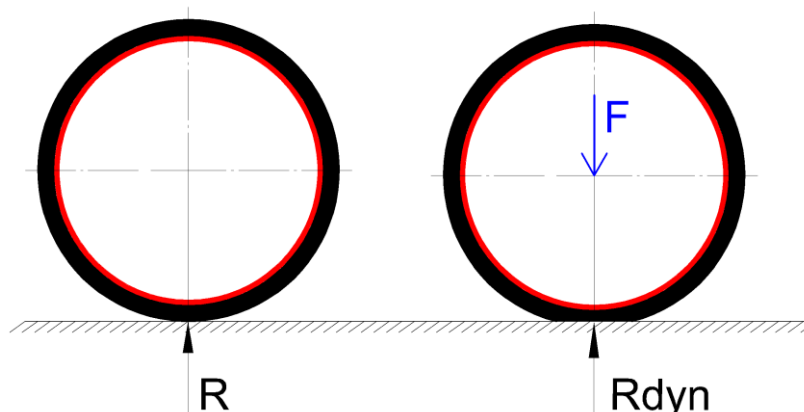
Převodové poměry								
$i_{1,1}$	$i_{1,2}$	$i_{1,3}$	$i_{1,4}$	$i_{1,5}$	$i_{1,6}$	$i_{1,7}$	$i_{1,8}$	$i_{1,9}$
1,909	1,697	1,485	1,273	1,114	0,955	0,848	0,742	0,636
$i_{2,1}$	$i_{2,2}$	$i_{2,3}$	$i_{2,4}$	$i_{2,5}$	$i_{2,6}$	$i_{2,7}$	$i_{2,8}$	$i_{2,9}$
1,206	1,072	0,938	0,804	0,703	0,603	0,536	0,469	0,402

Graf 10.1 Přehled převodových poměrů



10.1 Dynamický poloměr kola

Pro kinematické výpočty je důležité znát dynamický poloměr kola. Dynamický poloměr kola je znázorněn na obrázku 10.1.



Obr. 10.1 Dynamický poloměr kola

Pro zjištění dynamického poloměru jsem provedl měření na kolech z jízdního kola. Kola byla průměru 26“ a byla nahuštěna na tlak dvou atmosfér. Na kolech byly nasazeny pláště MAXXIS ADVANTAGE 26“ x 2,1“, které jsou velmi podobné zvoleným pláštům Schwalbe SMART SAM Performance 26“ x 2,25“. Při měření dynamického poloměru bylo kolo zatíženo 80 kg. Kola čtyřkolky budou zatížena větší vahou, proto budou huštěna na vyšší tlak a zůstane tak zachován dynamický poloměr kola.

Naměřené hodnoty:

statický poloměr kola $R = 0,335 \text{ m}$

dynamický poloměr kola $R_{\text{dyn}} = 0,329 \text{ m}$

10.1 Kolové síly

Provedu výpočty kolových sil při různých kadencích šlapání v případě maximálního zatížení. Pro výpočty budu uvažovat, že šlapající mají stejnou kadenci šlapání. Výpočty provedu dle vztahu (10.2).

$$F_k = \frac{M_k \cdot i \cdot \eta_c}{R_{\text{dyn}}} \quad (10.2)$$

Celkovou účinnost μ_c vypočítám dle vztahu (10.3). Při výpočtu budu pracovat s účinnostmi ložisek na vložené hřídeli 99% a ložisek klik a náboje 99,5%. Do celkové účinnosti se promítnou také ztráty v řetězu. Ztráty v řetězu jsou za použití kvalitního nelepivého maziva velmi malé. Proto budu uvažovat celkové ztráty v řetězech 0,5%. [15]

$$\eta_c = (\eta_{\text{kliy}} \cdot \eta_{\text{náboj}} \cdot \eta_{\text{v.hřídel}} \cdot \eta_{\text{řetěz}})^2 \quad (10.3)$$

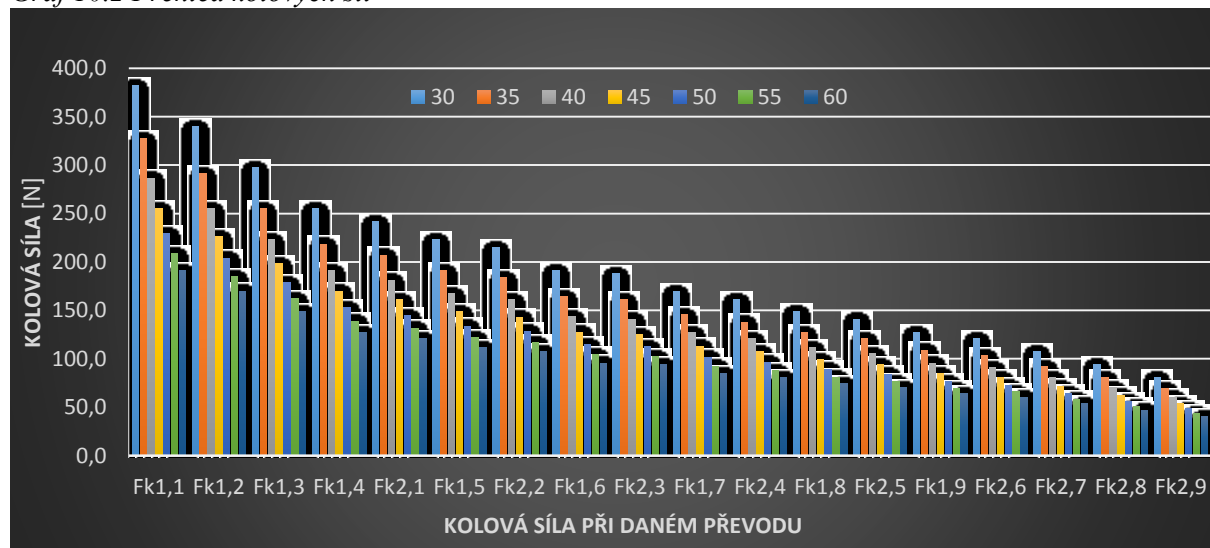
$$\eta_c = (\eta_{\text{kliy}} \cdot \eta_{\text{náboj}} \cdot \eta_{\text{v.hřídel}} \cdot \eta_{\text{řetěz}})^2 = (0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,995)^2 = \underline{\underline{0,951}}$$

Výsledek ze vztahu (10.3) dosadím do vztahu (10.2). Výpočty provedu v programu Microsoft Excel a zpracuji do grafu a tabulky.

Příklad výpočtu:

$$F_{k(30 \text{ i } 1,1)} = \frac{M_{k(30)} \cdot i_{1,1} \cdot \eta_c}{R_{\text{dyn}}} = \frac{69,23 \cdot 1,909 \cdot 0,951}{0,329} = \underline{\underline{382 \text{ N}}}$$

Graf 10.2 Přehled kolových sil



Tab. 10.2 Hodnoty kolových sil

Kadence [ot/min]	Kolové síly [N]								
	F _{k1,1}	F _{k1,2}	F _{k1,3}	F _{k1,4}	F _{k2,1}	F _{k1,5}	F _{k2,2}	F _{k1,6}	F _{k2,3}
30	382,0	339,6	297,2	254,8	241,3	222,9	214,5	191,1	187,7
35	327,5	291,1	254,7	218,4	206,9	191,1	183,9	163,8	160,9
40	286,5	254,7	222,9	191,1	181,0	167,2	160,9	143,3	140,8
45	254,7	226,4	198,1	169,8	160,9	148,6	143,0	127,4	125,1
50	229,2	203,8	178,3	152,9	144,8	133,8	128,7	114,7	112,6
55	208,4	185,2	162,1	139,0	131,6	121,6	117,0	104,2	102,4
60	191,0	169,8	148,6	127,4	120,7	111,5	107,3	95,6	93,9
	F _{k1,7}	F _{k2,4}	F _{k1,8}	F _{k2,5}	F _{k1,9}	F _{k2,6}	F _{k2,7}	F _{k2,8}	F _{k2,9}
30	169,7	160,9	148,5	140,7	127,3	120,7	107,3	93,9	80,4
35	145,5	137,9	127,3	120,6	109,1	103,4	91,9	80,4	69,0
40	127,3	120,7	111,4	105,5	95,5	90,5	80,4	70,4	60,3
45	113,1	107,3	99,0	93,8	84,9	80,4	71,5	62,6	53,6
50	101,8	96,5	89,1	84,4	76,4	72,4	64,4	56,3	48,3
55	92,6	87,8	81,0	76,7	69,4	65,8	58,5	51,2	43,9
60	84,9	80,4	74,2	70,3	63,6	60,3	53,6	46,9	40,2

10.2 Odpor valení, odpor stoupání a odpor vzduchu

Dle vztahu (10.5) provedu výpočty odporu valení a dle vztahu (10.6) výpočty odporu stoupání pro případ maximálního zatížení čtyřkolky při různých stoupáních vozovky. Budu uvažovat jízdu po asfaltu s koeficientem tření $f = 0,01$. [15] Maximální zatížení čtyřkolky je 300 kg. Celková hmotnost m_c je tedy 400 kg.

Výpočet úhlu α ze stoupání vozovky:

Výpočet provedu dle vztahu (10.4) pro sklon vozovky $s = 5$ až 12% pomocí programu Microsoft Excel.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{100} \quad (10.4)$$

Příklad výpočtu:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{100} = \tan^{-1} \frac{5}{100} = \underline{\underline{2,86^\circ}}$$

Výpočet odporu valení:

Pro výpočty použiji program Microsoft Excel.

$$O_f = m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f \quad (10.5)$$

Příklad výpočtu:

$$O_f = m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f = 400 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,01 = \underline{\underline{39,24 \text{ N}}}$$

Výpočet odporu stoupání:

Pro výpočty použiji program Microsoft Excel.

$$O_s = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (10.6)$$

Příklad výpočtu:

$$O_s = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha = 400 \cdot 9,81 \cdot \sin 2,86^\circ = \underline{\underline{195,79 \text{ N}}}$$

Odpor vzduchu:

Odpor vzduchu roste s rychlostí vozidla. Při nízkých rychlostech je tento odpor velmi malý až zanedbatelný. Čtyřkolka nebude dosahovat vysokých rychlostí, ale pouze rychlostí nízkých. Proto pro potřeby výpočtů volím odpor vzduchu O_v do 10 N.

Tab. 10.3 Hodnoty úhlu α , odporu valení a odporu stoupání

sklon [%]	α [°]	O_f [N]	O_s [N]
0	0	39,24	0
5	2,86	39,19	195,79
6	3,43	39,17	234,77
7	4	39,14	273,73
8	4,57	39,12	312,65
9	5,14	39,08	341,55
10	5,71	39,05	390,41
11	6,28	39	429,24
12	6,84	38,96	467,34

10.3 Jízda do maximálního stoupání

Šlapající budou v případě jízdy do kopce nuceni překonat odpor stoupání v kombinaci s odporem valení a odporem vzduchu. Z tabulky 10.3 je patrné, že odpor stoupání se zvyšujícím se sklonem výrazně roste. V případě, že bude stoupání vozovky příliš velké, nebudou mít šlapající dostatek kolové síly na to, aby do takového stoupání vyjeli. Proto provedu výpočet maximálního stoupání vozovky, do kterého budou šlapající schopni vyjet. Nejdříve provedu výpočet výjezdové rychlosti dle vztahu (10.7). Výpočet stoupání vozovky provedu dle vztahu (10.8).

$$v = 0,377 \cdot \frac{M_{k \max} \cdot R_{\text{dyn}}}{i} \quad (10.7)$$

$$v = 0,377 \cdot \frac{M_{k \max} \cdot R_{\text{dyn}}}{i} = 0,377 \cdot \frac{M_{k(30)} \cdot R_{\text{dyn}}}{i_{1,1}} = 0,377 \cdot \frac{69,24 \cdot 0,329}{1,909} = \underline{4,5 \text{ km/h}}$$

$$S_{1,2} = \frac{f \pm \varphi_k \cdot \sqrt{f^2 + 1 - \varphi_k^2}}{\varphi_k^2 - 1} \quad (10.8)$$

Hodnotu φ_k spočítám dle vztahu (10.9).

$$\varphi_k = \frac{F_{k \max} - O_v}{m_c \cdot g} \quad (10.9)$$

Odpor vzduchu je při rychlosti 4,5 km/h zanedbatelný, proto jej při výpočtu nebudu uvažovat.

$$\varphi_k = \frac{F_{k \max} - O_v}{m_c \cdot g} = \frac{F_{k(30 \text{ i } 1,1)}}{m_c \cdot g} = \frac{382}{400 \cdot 9,81} = \underline{0,0973}$$

Výsledek ze vztahu (10.9) dosadím do vztahu (10.8).

$$S_{1,2} = \frac{f \pm \varphi_k \cdot \sqrt{f^2 + 1 - \varphi_k^2}}{\varphi_k^2 - 1} = \frac{0,01 \pm 0,0973 \cdot \sqrt{0,01^2 + 1 - 0,0973^2}}{0,0973^2 - 1} \rightarrow$$

$$s_1 = -10,8 \%$$

$$s_2 = \underline{8,8 \%}$$

10.4 Maximální rychlost na rovině

Při výpočtu maximální rychlosti na rovině budu vycházet ze silové rovnováhy ve vztahu (10.10).

$$F_k \geq O_f + O_v \quad (10.10)$$

Odpor valení na rovině zjistím z tabulky 10.2. Tento odpor je $O_f = 39,24$ N. Odpor vzduchu nyní budu uvažovat $O_v = 10$ N, protože se jedná o výpočet maximální rychlosti.

$$F_k \geq 39,24 + 10$$

$$F_k \geq 49,24 \text{ N}$$

V tabulce 10.4 je znázorněno které kolové síly vyhovují výsledku vztahu (10.10) při využití těžších převodů. Další důležitý údaj který je znázorněn v této tabulce je kadence šlapání.

Tab. 10.4 Vyhovující kolové síly

Kadence [ot/min]	$F_{k1,7}$	$F_{k2,4}$	$F_{k1,8}$	$F_{k2,5}$	$F_{k1,9}$	$F_{k2,6}$	$F_{k2,7}$	$F_{k2,8}$	$F_{k2,9}$
30	169,7	160,9	148,5	140,7	127,3	120,7	107,3	93,9	80,4
35	145,5	137,9	127,3	120,6	109,1	103,4	91,9	80,4	69,0
40	127,3	120,7	111,4	105,5	95,5	90,5	80,4	70,4	60,3
45	113,1	107,3	99,0	93,8	84,9	80,4	71,5	62,6	53,6
50	101,8	96,5	89,1	84,4	76,4	72,4	64,4	56,3	48,3
55	92,6	87,8	81,0	76,7	69,4	65,8	58,5	51,2	43,9
60	84,9	80,4	74,2	70,3	63,6	60,3	53,6	46,9	40,2

Nyní provedu výpočty maximálních rychlostí na rovině dle vztahu (10.11) pro kolové síly znázorněné v tabulce 10.4.

$$v = 0,377 \cdot \frac{n \cdot R_{dyn}}{i} \quad (10.11)$$

Pro kolovou sílu $F_{k(45 \text{ i}2,9)}$:

$$v_{(45 \text{ i}2,9)} = 0,377 \cdot \frac{n_{(45)} \cdot R_{dyn}}{i_{2,9}} = 0,377 \cdot \frac{45 \cdot 0,329}{0,402} = \underline{\underline{13,9 \text{ km/h}}} \quad (10.12)$$

Pro kolovou sílu $F_{k(55 \text{ i}2,8)}$:

$$v_{(55 \text{ i}2,8)} = 0,377 \cdot \frac{n_{(55)} \cdot R_{dyn}}{i_{2,8}} = 0,377 \cdot \frac{55 \cdot 0,329}{0,469} = \underline{\underline{14,5 \text{ km/h}}} \quad (10.13)$$

Pro kolovou sílu $F_{k(60 \text{ i}2,7)}$:

$$v_{(60 \text{ i}2,7)} = 0,377 \cdot \frac{n_{(60)} \cdot R_{dyn}}{i_{2,7}} = 0,377 \cdot \frac{60 \cdot 0,329}{0,536} = \underline{\underline{13,9 \text{ km/h}}} \quad (10.14)$$

Maximální dosažitelná rychlost na rovině je dle výsledku vztahu (10.13) 14,5 km/h. Pro dosažení této rychlosti budou mít šlapající zařazen převod 2x8 a jejich kadence šlapání bude 55 ot/min.

11 Závěr

V mé bakalářské práci jsem se zabýval konstrukčním návrhem rámu a návrhem pohonného ústrojí rodinné šlapací čtyřkolky pro volnočasové aktivity. Cílem bylo navrhnout rám, který bude umožňovat montáž navrženého pohonného ústrojí a vyhoví pevnostní kontrole při maximálním zatížení. Cílem návrhu pohonného ústrojí bylo navrhnout takové řešení, díky kterému bude umožněna volba optimálního převodu pro každého ze šlapajících, a to nezávisle na sobě.

Na začátku mé práce jsem se věnoval krátké rešerši a uvedl jsem typy rodinných šlapacích čtyřkolek dostupných na trhu a uvedl jsem výhody, které přináší nezávislá volba převodu. Do této rešerše jsem zařadil také zjištěné informace pro následný výpočet výkonu netrénovaného člověka.

Dále jsem ve své práci provedl experimentální určení optimální polohy vsedě, při kterém jsem také provedl měření pro zjištění polohy středu. Tato data jsem dále využil při konstrukci rámu a návrhu pohonného ústrojí.

Pro potřeby realizace pohonného ústrojí jsem provedl návrh vloženého převodníkového hřídele. Tento hřídel jsem podrobil kontrole na krut. Této kontrole hřídel vyhověl. Dále jsem se věnoval návrhu a výpočtům trvanlivosti ložisek. Trvanlivost vyšla téměř 116 000 km. Tato trvanlivost je velice vysoká, avšak z hlediska údržby je velmi dobrá. Ovšem trvanlivost může být i výrazně nižší v případě, že dojde ke zhoršení provozních podmínek.

Dále jsem se věnoval kinematickým výpočtům, pomocí kterých jsem zjistil hodnotu maximální stoupavosti 8,8% a maximální rychlosti na rovině 14,5 km/h. Tyto hodnoty jsou za předpokladu, že šlapající jsou netrénovaní. V případě trénovaných jedinců mohou být tyto hodnoty o poznání vyšší.

Ve své práci jsem se nezabýval návrhem řízení, proto by tato práce mohla posloužit jako základ v případě, že by na ni bylo navázáno a systém řízení by tak mohl být navržen.

12 Seznam použité literatury

- [1] BERG Grantour Racer 4 Seats F, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<https://www.bergtoys.com/leisure/leisure-familybike/berg-grantour-af.html>>
- [2] BERG Grantour, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://slapadla.heureka.cz/berg-slapadlo-grantour-af-pro-4-pasazery/#section>>
- [3] RISHOCK, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://www.rishock.com/new/index.php?lang=en>>
- [4] POWERLEVELS / FTP: PROS vs HUMANS, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<https://decaironman-training.com/2013/12/09/powerlevels-ftp-pros-vs-humans/>>
- [5] KUPKOLO, [online], [cit. 9.5.2016]. Dostupné z: <<http://www.kupkolo.cz/>>
- [6] BEZVAKOLO, [online], [cit. 9.5.2016]. Dostupné z: <<http://www.bezvakolo.cz/>>
- [7] PROAL, [online], [cit. 9.5.2016]. Dostupné z: <<http://www.proal.cz/>>
- [8] AZOM – Aluminium Alloys, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2812>>
- [9] ALFUN – Tyče a Profily, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://www.alfun.cz/tyce-a-profil>>
- [10] Leinveber, J.-Vávra, P.: *Strojnické tabulky, 4. doplněné vydání*. ALBRA – pedagogické nakladatelství 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [11] AZOM – Aluminium Alloys, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=3328>>
- [12] SKF - Kuličková ložiska, jednořadá - 61906, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/>>
- [13] ANSI Standard Roller Chains, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <http://www.sychain.com/e/products/catalogue1_1_1.pdf>
- [14] SKF – Roller Bearings, [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/tcm:45-121486/10000_2%20PT-BR%20-%20Rolling%20bearings_tcm_45-121486.pdf>
- [15] Automobilové převody (2015/2016 ZS), [online], [cit. 9.5.2016].
Dostupné z: <<http://lms.vsb.cz/course/view.php?id=21663>>

13 Seznam příloh

Příloha A – Geometrie posedu

Příloha B – Rozvor a rozchod kol

Příloha C – Specifikace komponentů pohonného ústrojí

Příloha D – Pevnostní kontrola rámu

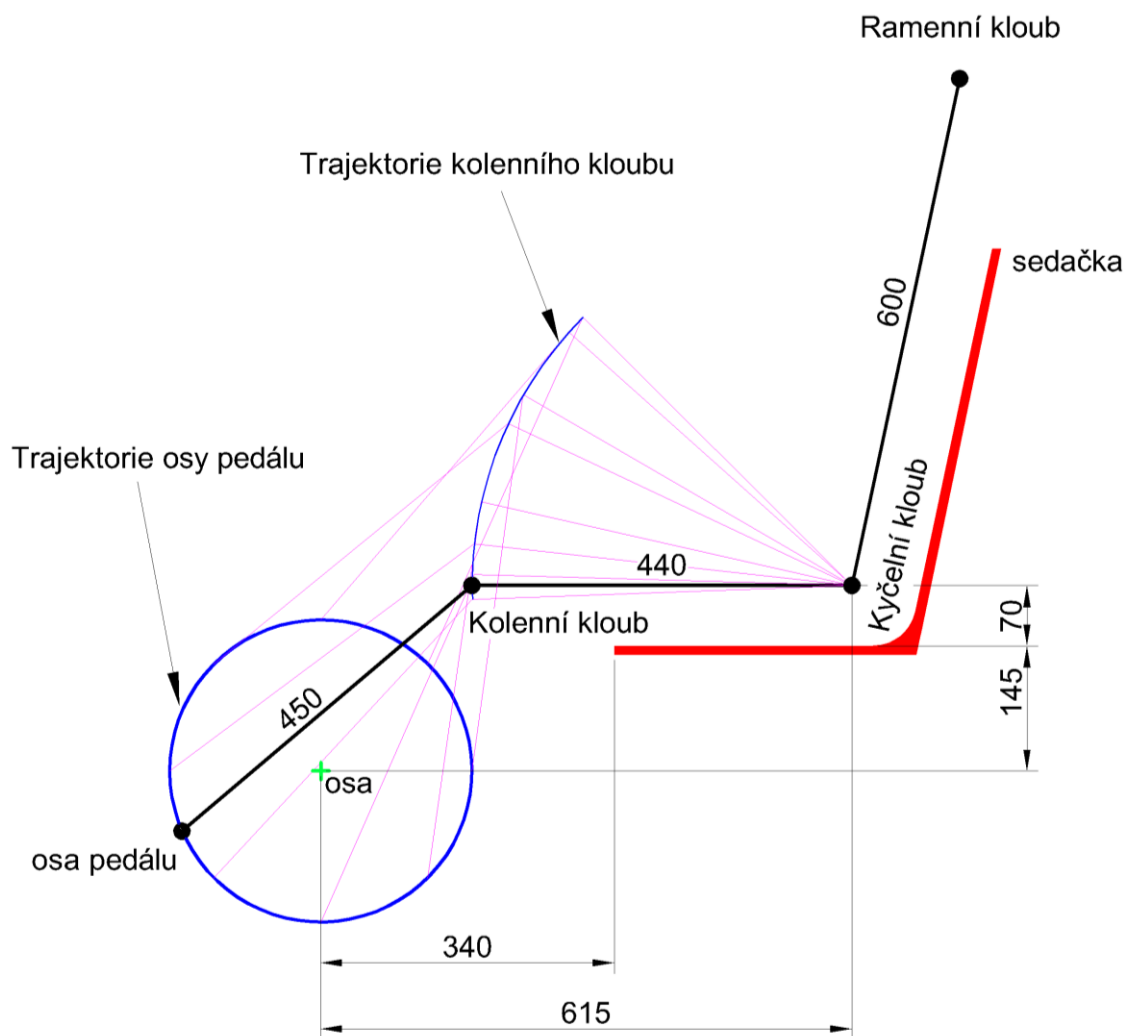
Příloha E – Výpočty reakcí v ložiscích

Výkresové:

výkres č. 1:	WIL0023-BP-01	Sestava čtyřkolky s pohonným ústrojím
výkres č. 2:	WIL0023-BP-02	Vložený hřídel – levý
výkres č. 3:	WIL0023-BP-03	Vložený hřídel – pravý

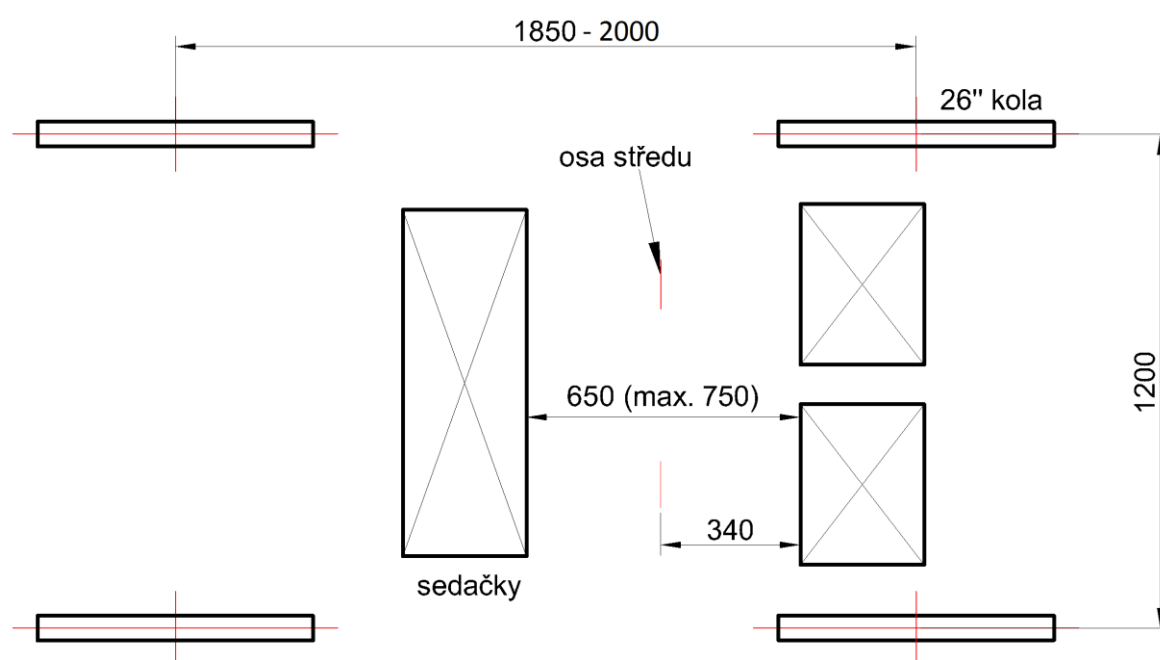
PŘÍLOHY

PŘÍLOHA A – Geometrie posedu



Geometrie posedu s výsledky měření

PŘÍLOHA B – Rozvor a rozchod kol



Rozvor a rozchod kol společně s rozmístěním sedaček

PŘÍLOHA C – Specifikace komponentů pohonného ústrojí

Ráfky Remerx JUMBO 559x23 32d [5]



Remerx Jumbo 559x23 32d [5]

Rozměr:	559 mm
Počet děr:	32
Šířka:	23 mm
Hmotnost:	710g
Cena:	cca 500 Kč
Kusy:	4

Náboje Force 4x1 32d [5]



Force 4x1 32d přední [5]

Přední

Počet děr:	32
Hmotnost:	201g
Cena:	cca 600 Kč
Kusy:	2



Force 4x1 32d zadní [5]

Zadní

Počet děr:	32
Hmotnost:	404g
Cena:	cca 1100 Kč
Kusy:	2

Pláště Schwalbe SMART SAM Performance 26“ x 2,25“ [5]



Schwalbe Smart Sam Performance 26“x2,25“ [5]

Průměr:	26“
Šířka:	2,25“
Tlak:	2 – 4 bar
Hmotnost:	620g
Cena:	cca 400 Kč
Kusy:	4

Kliky Shimano FC-M615 Hollowtech II [6]



Shimano FC-M615 [6]

Šířka domku:	68 / 73 mm
Převodníky:	24 a 38 zubů
Řetěz. linka:	50 mm
Řetěz:	8 / 9 / 10 sp
Délka klik:	175 mm
Hmotnost:	922g
Cena:	cca 1900 Kč
Kusy:	2

Kazety Shimano Deore CS-HG400 - 9 11-36 [5]



Shimano Deore CS-HG400-9 11-36 [5]

Pastorky:	9
Rozsah:	12 - 36 zubů
Hmotnost:	413g
Cena:	cca 420 Kč
Kusy:	2

Samostatné převodníky Shimano XT FC-M785 a XT FC-M770 [5]



Shimano FC-M785 [5]

FC-M785

Počet zubů: 28
Rozteč děr: 64 mm
Cena: cca 370 Kč
Kusy: 2

FC-M770

Počet zubů: 22
Rozteč děr: 64 mm
Cena: cca 290 Kč
Kusy: 2

Přehazovačku Shimano Acera RD-M3000, přesmykače Shimano Altus FD-M371 a řazení Shimano Altus SL-M370 [5]

Protože přesmykač a řazení je určeno pro převody 3x9, bude šroub horního dorazu na přesmykači nahrazen delším, čímž dojde k omezení na požadovaných 2x9.



Shimano RD-M3000 [5]

RD-M3000 Ramínko: SGS
Hmotnost: 350g
Cena: cca 550 Kč
Kusy: 2

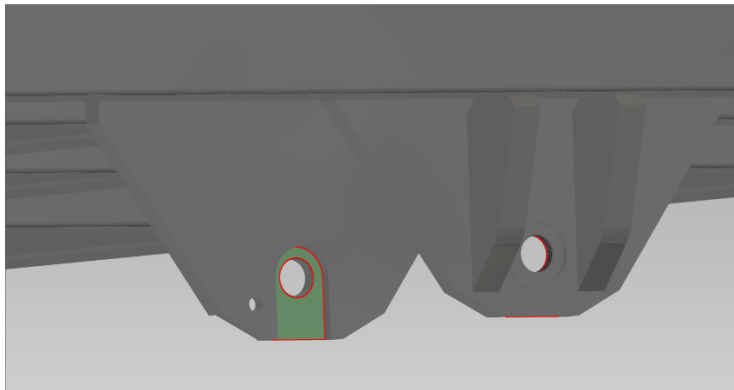
FD-M371 Řetěz. linka: 50 mm
Hmotnost: 160g
Cena: cca 250 Kč
Kusy: 2

SL-M370 Rozsah: 3x9
Typ: Rapid Fire
Hmotnost: 250g
Cena: cca 450 Kč
Kusy: 2

PŘÍLOHA D – Pevnostní kontrola rámu

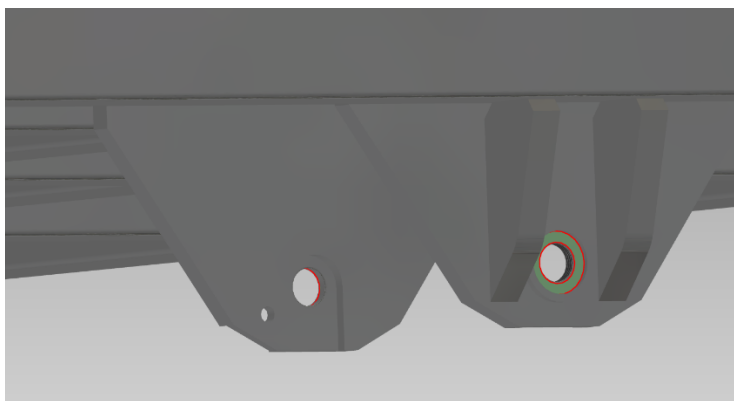
Použití vazeb:

Na plochy přírub, které budou dotaženy k náboji, jsem použil ideální vazbu, která neumožňuje pohyb kolmý k těmto plochám. Umístění je zobrazeno na následujícím obrázku.



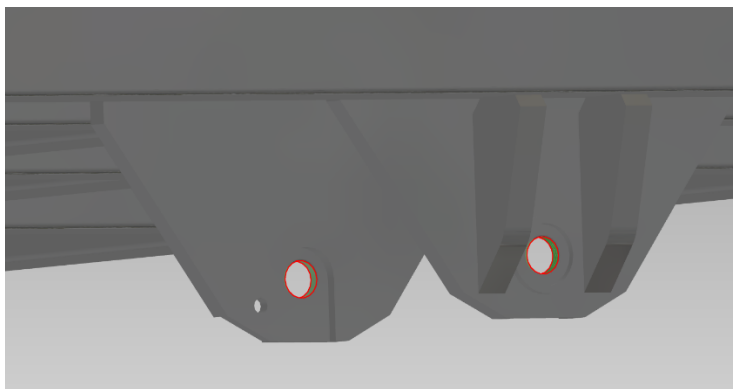
Umístění ideální vazby na přírubu

Poté jsem použil ideální vazbu na plochy, které budou dotaženy osou náboje.



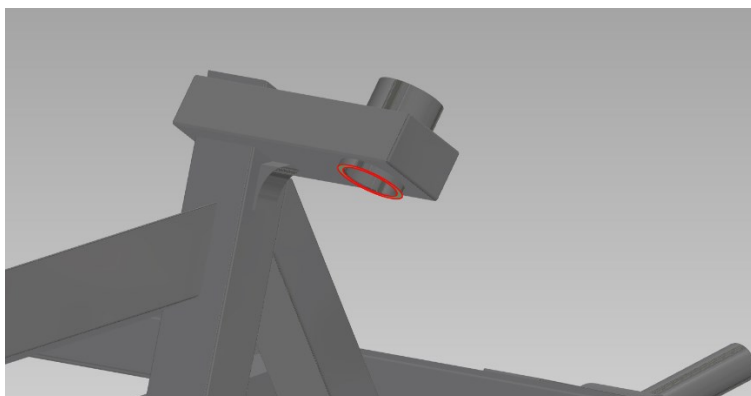
Umístění ideální vazby na zadní přírubu

Následně jsem umístil svorkovou vazbu na díry, kterými bude procházet osa. Tato vazba zabrání axiálnímu a radiálnímu pohybu, ale umožňuje rotaci.



Umístění svorkové vazby do otvorů pro osu náboje

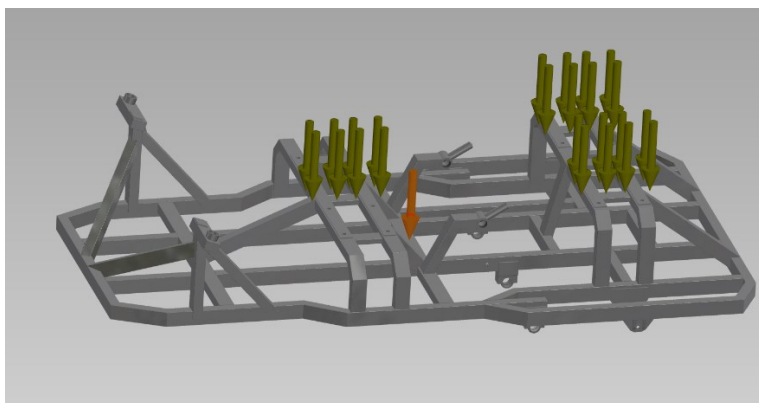
Další vazbu jsem umístil na přední část ramen. Přesněji na plochu, která se bude opírat o korunku vidlice. Opět se jedná o ideální vazbu a je znázorněna na následujícím obrázku.



Umístění ideální vazby na přední rameno

Zavedení zatížení:

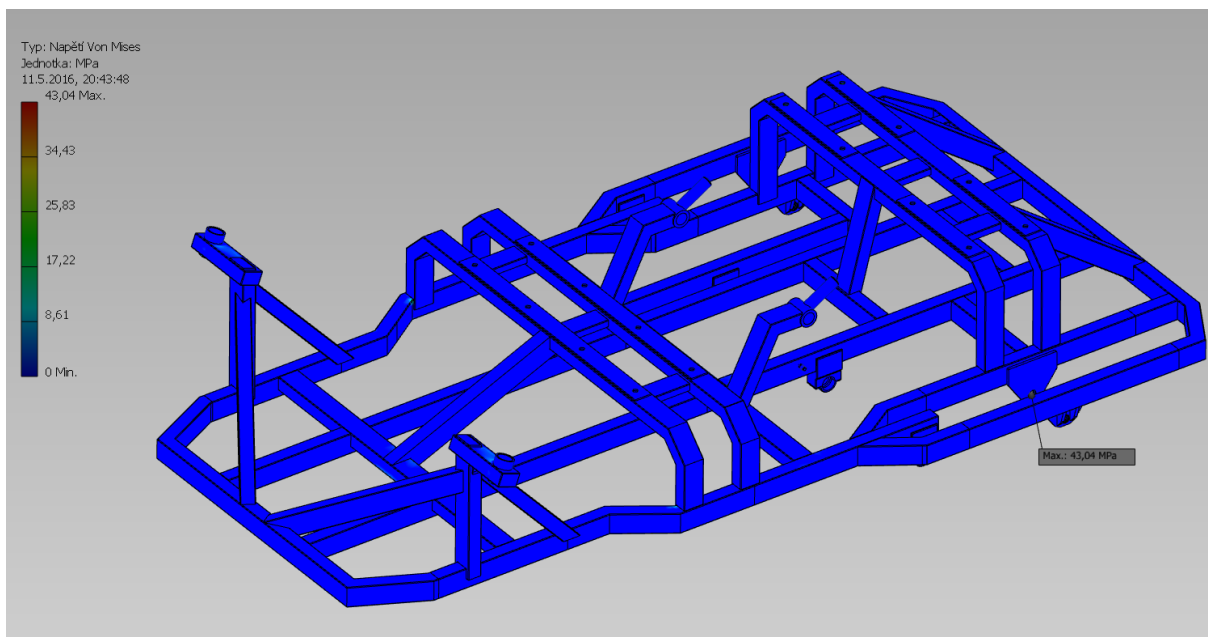
Zatížení jsem zavedl na plochy rámu, na které je přenášeno zatížení od hmotností osob ze sedaček. Současně jsem zavedl působení gravitace. Zavedení je znázorněno na následujícím obrázku.



Zavedení zatížení

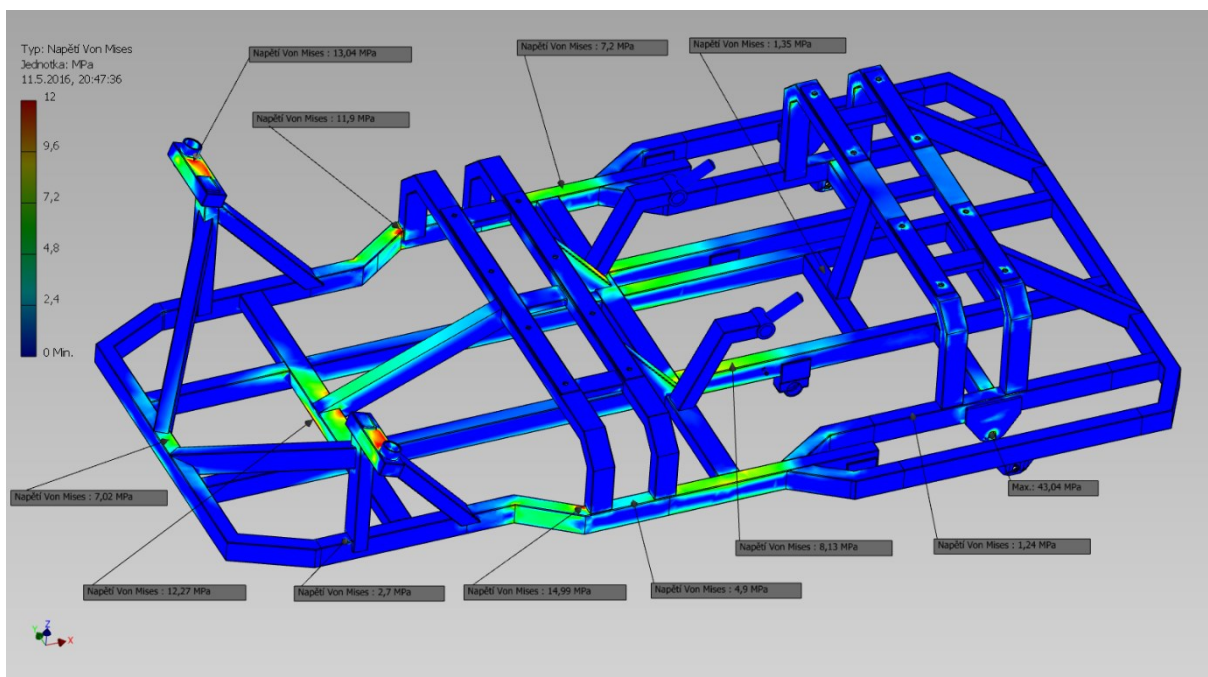
Výsledky pevnostní analýzy:

Prvním výsledkem pevnostní analýzy byly získané hodnoty napětí. Maximální hodnota napětí byla 43,04 MPa v přírubě v místě kterým prochází osa náboje. Výsledek analýzy je zobrazen na následujícím obrázku.



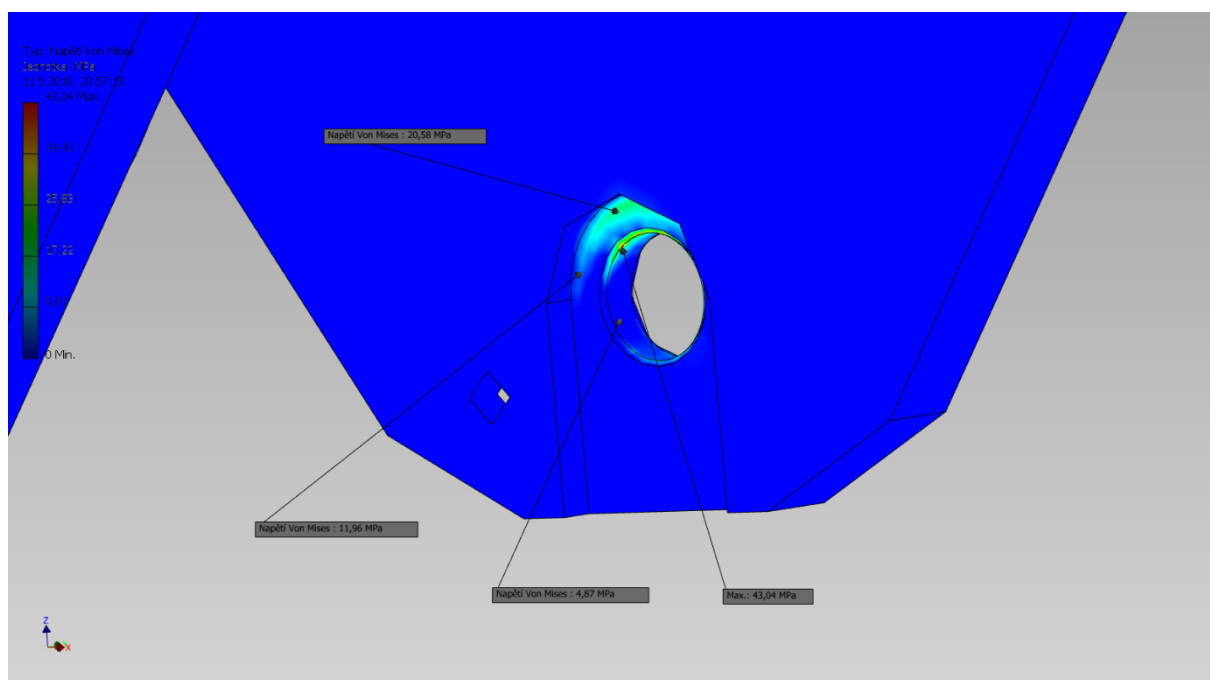
Výsledek pevnostní analýzy

Pro lepší znázornění průběhu napětí v rámu je na následujícím obrázku výsledek pevnostní analýzy s posunutou barevnou škálou.



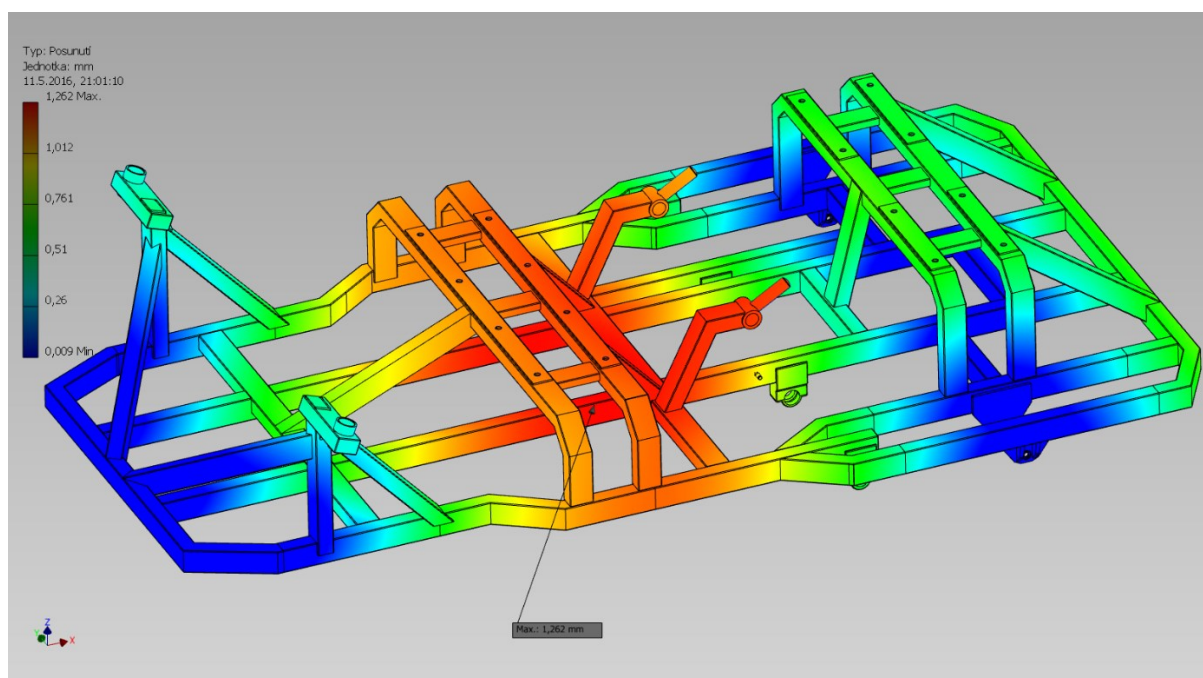
Výsledek pevnostní analýzy – posunutá barevná škála

Místo s maximální hodnotou napětí je zobrazeno na dalším obrázku.



Maximální napětí

Dalším získaným výsledkem byly hodnoty deformace rámu, přičemž největší deformace rámu dosahovala 1,262 mm. Tyto výsledky jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Výsledná deformace rámu

Vyhodnocení výsledků pevnostní analýzy:

Maximální napětí v rámu je dle pevnostní analýzy 43,04 MPa. Z této hodnoty budu vycházet při výpočtu bezpečnosti. Jelikož tato hodnota vychází ze statického zatížení, pro výpočet bezpečnosti použiji dynamický součinitel $K_A = 2$ a tuto hodnotu jím vynásobím. Velikost součinitele K_A volím 2 s ohledem na možné kroucení rámu a možnosti větších dynamických rázů vlivem neodpružených zadních kol. Mez pevnosti materiálu rámu je dle tabulky 7.1 $R_e = 190$ MPa.

Maximální napětí se započtením dynamického součinitele K_A :

$$\sigma_{\max KA} = \sigma_{\max} \cdot K_A$$

$$\sigma_{\max KA} = \sigma_{\max} \cdot K_A = 43,04 \cdot 2 = \underline{\underline{86,08 \text{ MPa}}}$$

Výsledná bezpečnost se započteným dynamickým součinitelem K_A :

$$K_v = \frac{R_e}{\sigma_{\max KA}}$$

$$K_v = \frac{R_e}{\sigma_{\max KA}} = \frac{190}{86,08} = \underline{\underline{2,2}}$$

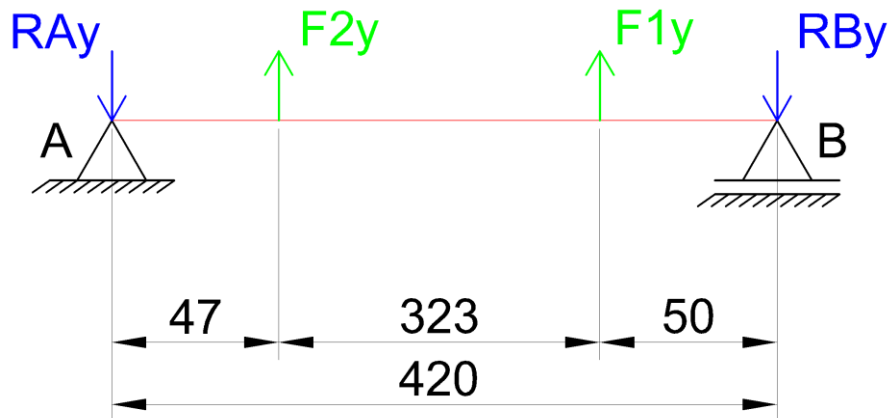
Výsledná bezpečnost 2,2 je vyhovující.

PŘÍLOHA E – Výpočty reakcí v ložiscích

Výpočet reakcí v ložiscích A a B:

V ose y:

Při výpočtech budu vycházet z následujícího obrázku.



Reakce v ložiscích A a B v ose y

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{2y} \cdot 47 + F_{1y} \cdot (47 + 323) - R_{By} \cdot 420 = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{By}.$$

$$R_{By} = \frac{F_{2y} \cdot 47 + F_{1y} \cdot (47 + 323)}{420}$$

$$R_{By} = \frac{F_{2y} \cdot 47 + F_{1y} \cdot (47 + 323)}{420} = \frac{74,9 \cdot 47 + 704,5 \cdot (47 + 323)}{420} = \underline{\underline{629 \text{ N}}}$$

$$\sum F = 0$$

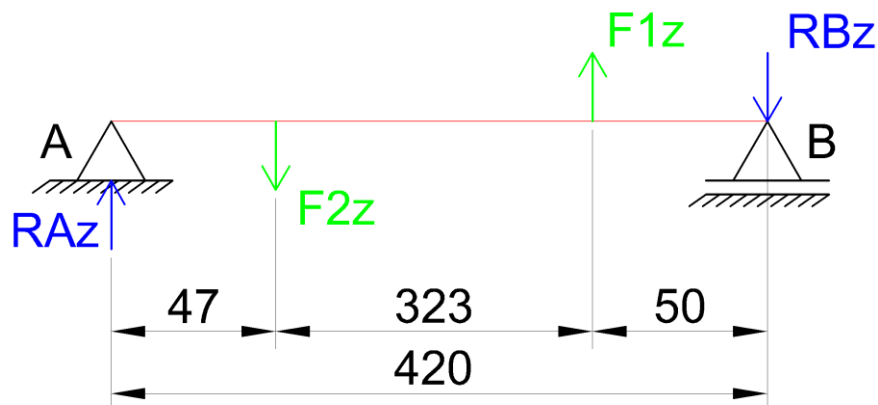
$$-R_{Ay} + F_{2y} + F_{1y} - R_{By} = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Ay}.$$

$$R_{Ay} = F_{2y} + F_{1y} - R_{By}$$

$$R_{Ay} = F_{2y} + F_{1y} - R_{By} = 74,9 + 704,5 - 629 = \underline{\underline{150,4 \text{ N}}}$$

V ose z:

Při výpočtech budu vycházet z následujícího obrázku.



Reakce v ložiscích A a B v ose z

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{2z} \cdot 47 + F_{1z} \cdot (47 + 323) - R_{Bz} \cdot 420 = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Bz}.$$

$$R_{Bz} = \frac{-F_{2z} \cdot 47 + F_{1z} \cdot (47 + 323)}{420}$$

$$R_{Bz} = \frac{-F_{2z} \cdot 47 + F_{1z} \cdot (47 + 323)}{420} = \frac{-996,1 \cdot 47 + 346,7 \cdot (47 + 323)}{420} = \underline{194 \text{ N}}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{Az} - F_{2z} + F_{1z} - R_{Bz} = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Az}.$$

$$R_{Az} = F_{2z} - F_{1z} + R_{Bz}$$

$$R_{Az} = F_{2z} - F_{1z} + R_{Bz} = 996,1 - 346,7 + 194 = \underline{843,4 \text{ N}}$$

Výsledné radiální reakce v ložiscích A a B:

$$R_v = \sqrt{R_y^2 + R_z^2}$$

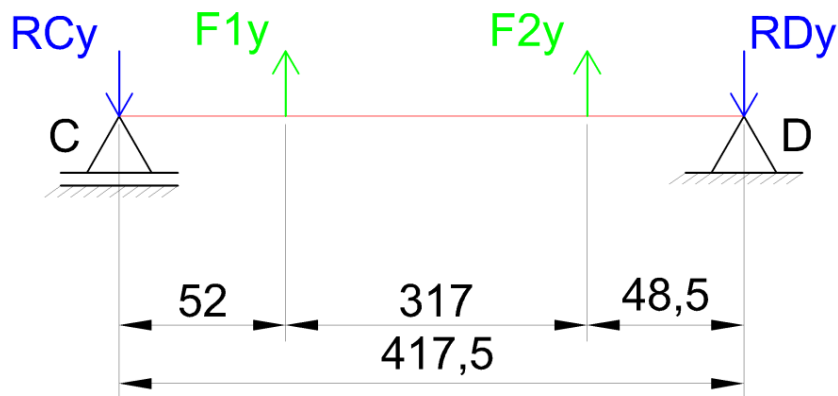
$$R_{vA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{150,4^2 + 843,4^2} = \underline{856,7 \text{ N}}$$

$$R_{vB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{629^2 + 194^2} = \underline{658,2 \text{ N}}$$

Výpočet reakcí v ložiscích C a D:

V ose y:

Při výpočtech budu vycházet z následujícího obrázku.



Reakce v ložiscích C a D v ose y

$$\sum M_C = 0$$

$$F_{1y} \cdot 52 + F_{2y} \cdot (52 + 317) - R_{Dy} \cdot 417,5 = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Dy}.$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{1y} \cdot 52 + F_{2y} \cdot (52 + 317)}{417,5}$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{1y} \cdot 52 + F_{2y} \cdot (52 + 317)}{417,5} = \frac{704,5 \cdot 52 + 74,9 \cdot (52 + 317)}{417,5} = \underline{\underline{153,9 \text{ N}}}$$

$$\sum F = 0$$

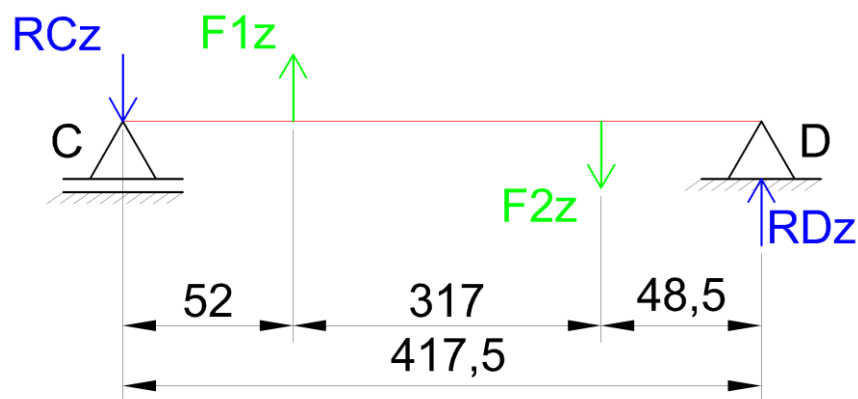
$$-R_{Cy} + F_{1y} + F_{2y} - R_{Dy} = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Cy}.$$

$$R_{Cy} = F_{1y} + F_{2y} - R_{Dy}$$

$$R_{Cy} = F_{1y} + F_{2y} - R_{Dy} = 704,5 + 74,9 - 153,9 = \underline{\underline{625,5 \text{ N}}}$$

V ose z:

Při výpočtech budu vycházet z následujícího obrázku.



Obr 9.6 Reakce v ložiscích C a D v ose z

$$\sum M_C = 0$$

$$F_{1z} \cdot 52 - F_{2z} \cdot (52 + 317) + R_{Dz} \cdot 417,5 = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Dz}.$$

$$R_{Dz} = \frac{-F_{1z} \cdot 52 + F_{2z} \cdot (52 + 317)}{417,5}$$

$$R_{Dz} = \frac{-F_{1z} \cdot 52 + F_{2z} \cdot (52 + 317)}{417,5} = \frac{-346,7 \cdot 52 + 996,1 \cdot (52 + 317)}{417,5} = \underline{\underline{837,2 \text{ N}}}$$

$$\sum F = 0$$

$$-R_{Cz} + F_{1z} - F_{2z} + R_{Dz} = 0 \quad \text{Z této rovnice vypočítám reakci } R_{Cz}.$$

$$R_{Cz} = F_{1z} - F_{2z} + R_{Dz}$$

$$R_{Cz} = F_{1z} - F_{2z} + R_{Dz} = 346,7 - 996,1 + 837,2 = \underline{\underline{187,8 \text{ N}}}$$

Výsledné radiální reakce v ložiscích C a D:

$$R_v = \sqrt{R_y^2 + R_z^2}$$

$$R_{vC} = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{625,5^2 + 187,8^2} = \underline{\underline{653,1 \text{ N}}}$$

$$R_{vD} = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{153,9^2 + 837,2^2} = \underline{\underline{851,2 \text{ N}}}$$